

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakultní strojn

Katedra energetiky

**Návrh kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem o  
výkonu 500 kWe**

**Design of Cogeneration Unit with Piston Combustion Engine  
Power Output 500 kWe**

Student:

Bc. Jonáš Straka

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Ostrava 2015

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Zadání diplomové práce

Student:

**Bc. Jonáš Straka**

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma:

Návrh kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem o výkonu  
500 kWe

Design of Cogeneration Unit with Piston Combustion Engine Power  
Output 500 kWe

Zásady pro vypracování:

Vypracujte návrh na doplnění stávající výtopy průmyslového závodu kogenerační jednotkou o výkonu 500 kWe spalující zemní plyn.

Práce bude obsahovat:

1. Analýzu spotřeby energií v současném stavu
2. Návrh výkonů a počtu kogeneračních jednotek
3. Konstrukční návrh výměníku spaliny - voda
4. Technicko – ekonomické zhodnocení řešení

Seznam doporučené odborné literatury:

Krbek J., Polesný B.: Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice, PC-DIR Real Brno 1999, ISBN 80-85895-23-4

Kysela, L., Tomčala, J.: Ekonomika v energetice. Ediční středisko. Ostrava:VŠB-TU, 2000. ISBN 80-7078-851-8

Kysela, L., Míka, J., Kyselová, S.: Teplárenství. Učební text. Katedra energetiky Ostrava, 2010.

ON 074017: Tepelný výpočet parních kotlů

Dlouhý T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT Praha 2005, ISBN 978-80-01-03757-7

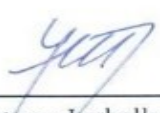
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015




  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry

  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 5.9.2015

..........

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 5.9.2015

.....  .....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Jonáš Straka

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Hranice, Skalní 761, PSČ 753 01

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

STRAKA, J. Návrh kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem o výkonu 500kWe. Ostrava: katedra energetiky, Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2015, 73s., 3s. přílohy. Diplomová práce, vedoucí Míka, J.

Tato práce se zabývá návrhem kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem o výkonu 500kWe. Práce obsahuje analýzu spotřeby energií v současném stavu a návrh výkonů a počet kogeneračních jednotek. Dále obsahuje výpočet idealizovaného oběhu zážehového motoru pro určení teplot v jednotlivých bodech oběhu.

Výsledkem je výpočet výkonů motoru, dále stanovení plochy výměníků voda/voda s jejich celkovým návrhem a nakonec ekonomický rozbor.

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

STRAKA, J. Design of Cogeneration Unit with piston Combustion Engine Power Output 500kWe. Ostrava: Department of Energetics, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB- Technical University of Ostrava, 2015, 73p., 3p. of appendix. Thesis, head: Míka, J.

This work deals design of of Cogeneration Unit with piston Combustion Engine Power Output 500kWe. The work includes analysis of energy consumption in the current state and design of performances and the number of cogeneration units. It also contains a calculation of the idealized circulation petrol engine to determine the temperatures at various points circulation.

The result is a power calculation engine, as well as determine areas of heat exchangers water / water with their overall design and ultimately economic analysis.

## **OBSAH**

<b>1. Úvod .....</b>	<b>10</b>
<b>2. Legislativa .....</b>	<b>11</b>
2.1 Problematika obecných technických a stavebních požadavků.....	11
2.2 Problematika energetická a cenová .....	11
2.3 Problematika ochrany životního prostředí .....	12
<b>3. Kogenerace .....</b>	<b>13</b>
3.1 Princip kogenerace .....	15
3.2 Druhy technologií.....	16
3.3 Přínosy kogenerace .....	19
3.4 Oblasti využití kogeneračních zařízení .....	23
3.5 Typy kogeneračních jednotek .....	24
<b>4. Trigenerace .....</b>	<b>34</b>
<b>5. Návrh kogeneračního zařízení.....</b>	<b>366</b>
<b>6. Analýza spotřeby energií v současném stavu a návrh výkonů a počtů kogeneračních jednotek.....</b>	<b>38</b>
<b>7. Výpočet idealizovaného oběhu zážehového spalovacího motoru .....</b>	<b>400</b>
<b>8. Výpočet výměníku pro využití odpadního tepla při provozu motoru TEDOM 500 CAT .....</b>	<b>522</b>
<b>9. Ekonomický rozbor .....</b>	<b>600</b>
9.1 Výpočet ekonomického zatížení stávající situace.....	611
9.2 Stav po instalaci kogenerační jednotky .....	644
<b>10. Závěr .....</b>	<b>66</b>
<b>11. Seznam použitých zdrojů .....</b>	<b>67</b>
<b>12. Seznam obrázků a tabulek.....</b>	<b>69</b>

## Přehled použitého značení

Symbol veličiny	Jednotka	Veličina
A	J,Wh	Práce
C	Kč	Cena
CCF	Kč	Kumulovaný Cash-flow
CF	Kč	Cash flow
CIN	Kč	Celkové investiční náklady
CPN	Kč	Celkové přímé náklady
Cs	-	Korekční součinitel pro uspořádání trubek
Cz	-	Korekční součinitel pro počet řad
D	m	Průměr
E	J,Wh	Vyrobená el. energie
I	J,Wh	Entalpie
IN	Kč	Investiční náklady
NT	hod.	Nízký tarif
O	Kč	Odpis
OS	%	Odpisová sazba
P	W	Výkon
Pr	–	Prandtlůvo číslo
PN	Kč	Přímé výrobní náklady
Q	J,Wh	Teplo
$Q_i^r$	$J \cdot m^{-3}_N \cdot K^{-1}$	Výhřevnost
Re	–	Reynoldsovo číslo
S	$m^2$	Plocha
S	m	Rozteč
T	K	Teplota
U	J,Wh	Vnitřní energie
U	Kč	Úrok
V	$m^3_N \cdot m^{-3}_N \cdot m^3$	Objem
V	$m^3_N \cdot s^{-1}$	Objemový průtok

VT	hod	Vysoký tarif
W	Kč	Výdaje

Symbol veličiny	Jednotka	Veličina
a	m	Rozměr výměníku
c	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	Měrná tepelná kapacita
d	–	Počet dnů
d	m	Průměr
e	–	Modul teplárenské výroby elektřiny
i	$\text{J.m}^{-3}_{\text{N}}$	Měrná entalpie
i	–	Počet trubek v řadě, počet válců
k	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	Součinitel postupu tepla
m	$\text{kg.s}^{-1}$	Hmotnostní průtok
n	$\text{min}^{-1}$	Otáčky
n	–	Polytropický exponent
o	m	Obvod
p	Pa	Tlak
s	m	Délka zdvihu
t	°C	Teplota
u	$\text{J.m}^{-3}_{\text{N}}$	Měrná vnitřní energie
úv	Kč	Úvěr
w	$\text{m.s}^{-1}$	Rychlost
x	–	Stupeň vyhoření paliva při $V=\text{konst.}$
$x_{\text{ch}}$	–	Podíl tepla odvedeného chlazením
$x_{\text{s}}$	–	Podíl tepla odvedeného při $p=\text{konst.}$
$x_{\text{t}}$	–	Podíl tepla odvedeného při výfuku



Symbol veličiny	Jednotka	Veličina
$A$	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	Součinitel přestupu tepla
$\delta$	$\text{m}$	Průměr
$\varepsilon$	$\text{K.m}^2.\text{W}^{-1}$	Součinitel zanesení trubek
$\eta$	$\%, -$	Účinnost
$\kappa$	$-$	Adiabatický exponent
$\lambda$	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	Tepelná vodivost
$\lambda$	$-$	Přebytek vzduchu
$\mu$	$\text{m}^3_{\text{N}}\text{Wh}^{-1}$	Měrná spotřeba paliva
$\nu$	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$	Kinematická viskozita
$\rho$	$-$	Stupeň plnění
$\sigma$	$\text{W.m}^3$	Měrný specifický výkon
$\omega$	$-$	Poměrné množství

## INDEXY:

### Horní:

S	suché
V	vlhké

### Dolní:

B	Spotřebované palivo	ol	Olej
C	Celková	o	Ostatní
D	Dolní	p	Vyplnění indikátorového diagramu
E	Expanze	pl	Plyn
H	Horní	pr	Příčný
K	Komprese	pz	Podélný
KE	Kondenzační elektrárna	rov	Rovný
L	Léto	s	Skutečný
MZ	Mzdy	sp	Spojkový
N	Normální	str	Střední
NT	Nízký tarif	t	Teoretický, tepelný
O	Ohřívání	tr	Trubky
PV	Přídavná voda	ú	Úprava
Q	Teplo	úp	úhlopříčný
T	Topná	v	Objemová
TEP	Teplárna	vý	Výměník
SP	Stálé platby	vyf	Výfuk
V	Výtopna	w	Voda
VT	Vysoký tarif	z	Zařízení
Z	Zima	zak	zakřivený

b	Boční	ob	Oblouk
bm	Boční mezera	odd	Pro výrobu elektřiny
d	Dodané	v kondenz. Elekt. S účinností 38%	
e	Elektrické	a výrobu tepla ve výtopně	
ef	Efektivní	s účinností 90%	
ch	Chemické		
chl	Chlazení		
i	Ideální		
in	Indikovaný		
is	Indikovaný střední		
k	Konvekce		
m	Mechanická, měřítko		

## 1. Úvod

Zatímco elektrickou energii můžeme považovat za nejkvalitnější druh energie z důvodu transformovatelnosti, tepelnou energii považujeme za méně hodnotnou z důvodu omezených možností použití.

Elektrickou energii můžeme téměř bez ztrát přeměnit v jiné formy energie, jako například na energii mechanickou, naopak přeměna energie tepelné je technicky obtížná a lze ji uskutečnit pouze částečně. Vyrábí se úpravou primárních a sekundárních zdrojů energie. Mezi primární zdroje energie řadíme zdroje, které nám poskytuje sama příroda (sluneční záření, fosilní paliva, geofyzikální teplo, mořský příboj apod.), mezi sekundární zdroje řadíme ty zdroje, které musí být před použitím upravovány (nafta, peletky, koks apod.).

V dnešní době je veliká snaha o úspory energií, proto jsou využívána kogenerační zařízení, která umožňují společnou výrobu elektrické energie a tepla navíc s větší účinností, než kdyby docházelo k výrobě tepla a elektrické energie společně.

## **2. Legislativa**

### **2.1 Problematika obecných technických a stavebních požadavků**

- Zákon č. 50/1976 Sb. o územním plánování a stavebním řádu (stavební zákon) ve znění pozdějších předpisů
- Vyhláška č. 83/1996 Sb. o obecných technických požadavcích na výstavbu, ve znění pozdějších předpisů
- Vyhláška č. 174/1994 Sb. o podrobnější úpravě územního řízení a stavebního řádu, ve znění pozdějších předpisů
- Zákon č. 513/1991 Sb. obchodní zákoník, ve znění pozdějších novel
- Zákon č. 40/1964 Sb. občanský zákoník, ve znění pozdějších novel
- Zákon č. 22/1997 Sb. o technických požadavcích na výrobky
- Zákon č. 174/1968 Sb. o Státní inspekci v oblasti bezpečnosti práce

### **2.2 Problematika energetická a cenová**

- Zákon č. 222 / 1994 Sb. O podmínkách podnikání a o výkonu státní správy v energetických odvětvích a o Státní energetické inspekci
- Zákon č. 75/1997 Sb., o sociálním příspěvku k vyrovnání zvýšení cen tepelné energie
- Zákon č. 526/1990 Sb. o cenách, ve znění pozdějších novel
- Vyhláška Ministerstva průmyslu a obchodu ČR č. 129 ze dne 15. června 1995 o podrobnostech udělování státní autorizace k podnikání v energetických odvětvích
- Vyhláška Ministerstva průmyslu a obchodu ČR č. 169 ze dne 27. června 1995, kterou se stanoví podrobnosti o podmínkách dodávek elektřiny a o způsobu výpočtu škody vzniklé dodavateli neoprávněným odběrem elektřiny, ve znění pozdějších předpisů
- Vyhláška Ministerstva průmyslu a obchodu ČR č. 250 ze dne 3. září 1996 o stavech nouze v elektroenergetice

- Vyhláška Ministerstva průmyslu a obchodu ČR č. 196 ze dne 14. srpna 1995, kterou se podrobněji stanoví podmínky dodávek plynu a způsob výpočtu škody způsobené neoprávněným odběrem plynu
- Vyhláška Ministerstva průmyslu a obchodu ČR č. 197 ze dne 14. srpna 1995 o stavech nouze v plynárenství a o dispečerském řízení plynárenské soustavy.
- Vyhláška Ministerstva průmyslu a obchodu ČR č. 173 ze dne 27. května 1996, kterou se stanoví postup při výkonu státní regulace v energetických odvětvích.
- Vyhláška Ministerstva průmyslu a obchodu ČR č. 193 ze dne 7. srpna 1995, kterou se stanoví způsob a výše náhrad za omezení vlastnických práv na lesních pozemcích a lesních porostech u venkovních vedení elektřiny a u plynovodů.
- Vyhláška Ministerstva životního prostředí č. 206/1993 Sb., kterou se stanoví požadavky na kvalitu paliv k přímému spalování a jejich prodej.

### **2.3 Problematika ochrany životního prostředí**

- Zákon ČNR č. 244 / 1992 Sb. Posuzování vlivu na životní prostředí
- Zákon ČNR č. 211 / 1994 Sb. Ochrana ovzduší
- Vyhláška MŽP č. 206 / 1993 Sb. Požadavky na kvalitu paliv k přímému spalování
- Zákon Federálního shromáždění č. 309/1991 Sb., o ochraně ovzduší před znečišťujícími látkami - zákon o ovzduší
- Zákon č. 114/1992 Sb., o ochraně přírody a krajiny
- Zákon České národní rady č. 389/1991 Sb., o státní správě ochrany ovzduší a o poplatcích za jeho znečišťování
- Vyhláška Ministerstva životního prostředí č. 117/1997 Sb., kterou se stanoví emisní limity a další podmínky provozování stacionárních zdrojů znečišťování a ochrany ovzduší
- Zákon č.138/1973 Sb. o vodách
- Zákon č.125/1997 Sb. o odpadech

### 3. Kogenerace

Pod pojmem kogenerace rozumíme sdruženou výrobu elektřiny a tepla<sup>1</sup>. Proces přeměny energie z paliva je proveden tak, že nejprve se využije vysokopotenciální tepelná energie (pracovní látka má vysokou teplotu) k vykonání práce a teprve potom se pracovní látka o nižší teplotě využije pro pokrytí potřeb tepla [3].

Vlivem využívání kogenerace se snižuje spotřeba primárních energetických zdrojů na dodávku elektrické energie a tepla. Tím dochází zároveň ke snížení produkovaných emisí, které vznikají při transformaci primárních energetických zdrojů.

Mezi výhody kogenerace patří zvýšení účinnosti využití primárního zdroje tepla, snížení ztrát způsobených přenosem při umístění do místa spotřeby a také možnost napojení na stávající technologie. Nevýhodami kogeneračních zařízení jsou poměrně vysoké investiční náklady a návratnost závislá na využití vyrobené elektrické energie a tepla, dále pak také nutnost zajistit ochranu proti hluku.

Kogenerační technologie mohou být přímé, nebo nepřímé. Přímé technologie jsou založeny přímo na přeměně energie paliva na energii elektrickou, která pak může být dále upravována. U nepřímé technologie dochází nejprve k uvolnění tepelné energie paliva (nebo regenerace energie primárního zdroje), čímž je získávána technická práce. Tato práce se využije pro mechanický pohon spotřebičů, transformuje se na energii elektrickou.

---

<sup>1</sup> Jako sdruženou výrobu elektrické energie a tepla nazýváme teplárenskou výrobu, častěji označovanou jako kogenerační výroba či kogenerace.

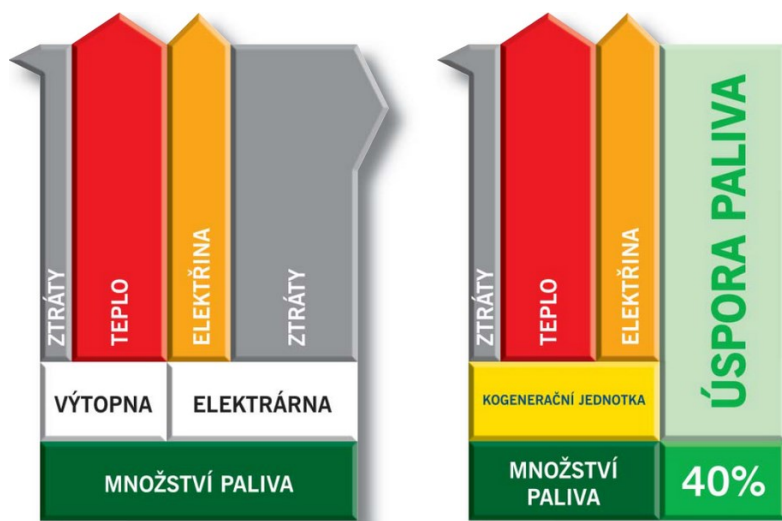
Složení kogenerační jednotky [7]:

- zařízení pro úpravu primárního zdroje energie (paliva)
- primární jednotka (primární motor)
- zařízení pro výrobu a úpravu elektrické energie
- zařízení pro rekuperaci tepelné energie

V zařízení sloužícího k úpravě paliva dochází k jeho zušlechtnění, úpravě složení či úpravě podmínek pro použití. V primární jednotce (tepelný motor či palivový článek) se energie obsažená v palivu mění na ušlechtlejší formu energie, následně pak elektrický generátor přemění mechanickou energii na energii elektrickou a díky měniči mohou být parametry elektrického proudu změněny. Tepelný výkon je poté upravován na požadované parametry v zařízení pro rekuperaci tepelné energie.

### 3.1 Princip kogenerace

Kogenerací nazýváme sdruženou výrobu elektrické energie a tepla. Klasické elektrárny vypouští do okolí odpadní teplo, které při výrobě elektrické energie vzniká, oproti tomu kogenerační zařízení jsou schopny část tohoto využít pro výrobu tepla.



Obrázek 1 - Úspora paliva při kogeneračním způsobu výroby elektrické energie a tepla [9]

Kogenerační jednotky mohou být využity v objektech s odběrem elektřiny a tepla a to jak v menších objektech (jednotlivé budovy), tak i v objektech větších (hotely a penziony, průmyslové a obchodní centra, školy, sportovní haly apod.).

Rozdělení může být dle umístění kogeneračního zařízení a místa odběru na [5]:

- centralizovaná - ve velkých energetických centrálách s rozvodem tepla do vzdálenějších rozsáhlých oblastí spotřeby pomocí dlouhých tepelných přivaděčů
- decentralizovaná - v centrálách malého a středního výkonu s podstatně kratšímu rozvody tepla v oblastech menší spotřeby tepla - městské teplárny, průmyslové závody, obchodní centra, nemocnice, zemědělské závody apod.

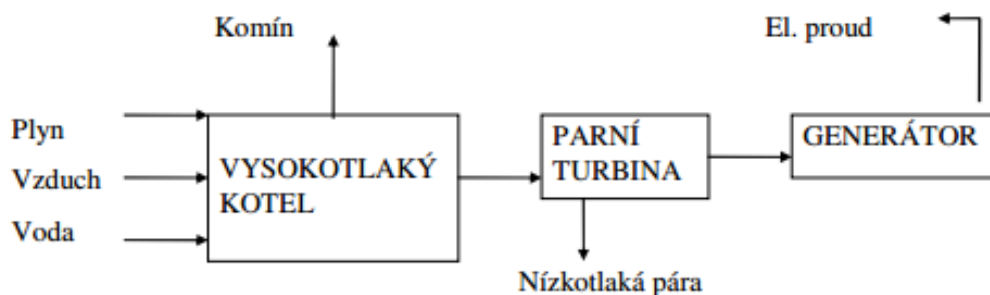


## 3.2 Druhy technologií

### 3.2.1 Kogenerace v parním cyklu

Kogenerace v parním cyklu je označení pro společnou výrobu el. energie a tepla s využitím Rankinova cyklu prostřednictvím páry vyrobené v kotli spalujícím palivo pevné, kapalné nebo plynné, která je přiváděna do protitlaké nebo kondenzační odběrové parní turbíny pohánějící alternátor vyrábějící el. energii, využitelné teplo ve formě páry je odebíráno z protitlaku turbíny [7]. Účinnost výroby tepla se pohybuje v rozmezí 62 - 76 %, účinnost výroby elektrické energie se pohybuje v rozmezí 8 - 12 %, celková účinnost, tedy účinnost využití energie obsažené v palivu se pohybuje v rozmezí 74 - 84 %.

Výhodou této technologie je možnost výroby páry při spalování levného paliva, jako je uhlí či biomasa, nevýhodou je nízké zhodnocení primárního paliva.



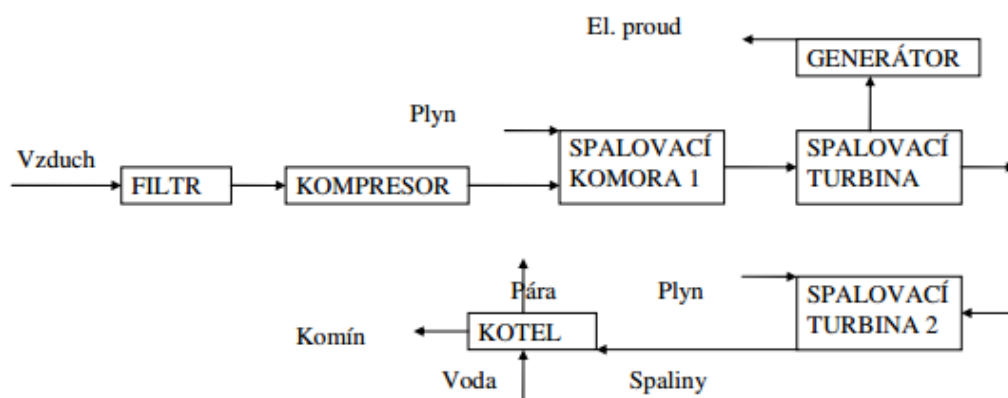
Obrázek 2 - Použití parní turbíny [10]

### 3.2.2 Kogenerace v plynovém cyklu

Kogenerace v plynovém cyklu je označení pro společnou výrobu elektrické energie a tepla přímým spalováním plynu ve spalovacím motoru (otevřený Ottův cyklus) nebo spalovací turbíně (otevřený Braytonův cyklus) pohánějící alternátor se současným využitím odpadního tepla z motoru nebo turbíny [7]. Účinnost výroby tepla se pohybuje v rozmezí 35 - 57 %, účinnost výroby elektrické energie se pohybuje

v rozmezí 24 - 42 %, celková účinnost, tedy účinnost využití energie obsažené v palivu se pohybuje v rozmezí 72 - 90 %.

Výhodou této technologie je vyšší stupeň konverze obsažené v primárním palivu, nevýhodou je nutnost spalování zemního plynu, který je v porovnání např. s uhlím či biomasou dražší. Existuje sice možnost spalování odpadních hořlavých paliv (bioplyn, dřevoplyn apod.), tyto plyny však mají nižší výhřevnost a tudíž dochází ke snížení elektrické účinnosti.



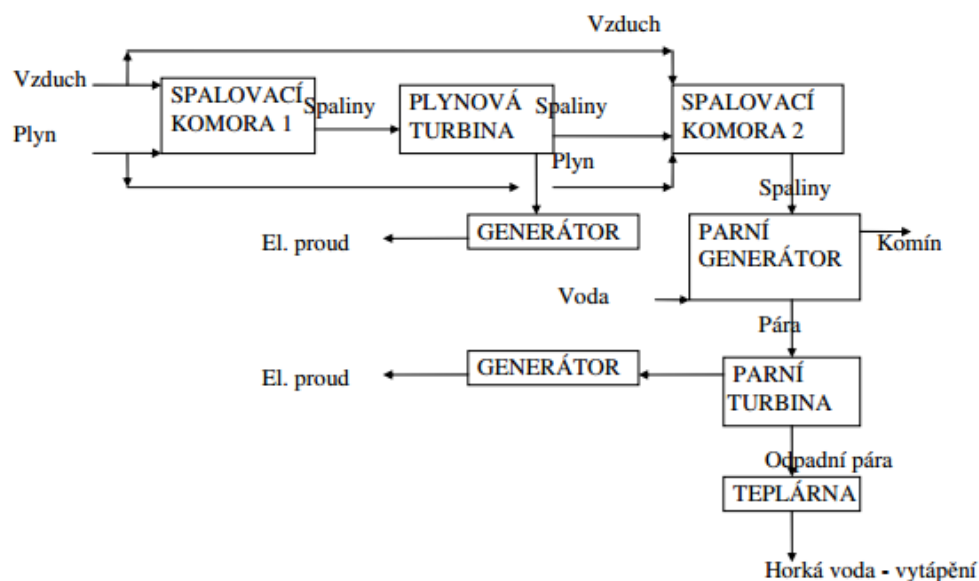
Obrázek 3 - Schéma použití spalovací turbíny [10]

### 3.2.3 Kogenerace v kombinovaném paroplynovém cyklu

Při kogeneraci v kombinovaném paroplynovém cyklu je snaha o maximální zisk elektrické energie. To je uskutečněno díky tzv. kombinovanému cyklu, tedy toto zařízení je koncipováno tak, aby byla prováděna plynová i parní kogenerace.

Odpadním teplem ze spalín spalovací turbíny nebo motoru je vyráběna pára, která pohání soustrojí s parní turbínou, nebo je část takto vyrobené páry vstřikována do spalovací komory spalovací turbíny (tzv. Chengův cyklus) [7].

Účinnost výroby tepla se pohybuje v rozmezí 25 - 40 %, účinnost výroby elektrické energie se pohybuje v rozmezí 38 - 46 % v závislosti na motoru parní turbíny a jejích provozních parametrech.



Obrázek 4 - Paroplynový cyklus [10]

### 3.2.4 Palivové články

Palivové články se svou funkcí liší od výše zmíněných způsobů kogenerace. Zatímco u parní, plynové a paroplynové kogenerace založené na přeměně energie paliva na elektrickou energii a teplo, u palivových článků dochází k přeměně chemické energie paliva na energii mechanickou, která se dále mění na energii elektrickou. V elektrolytu probíhá oxidačně - redukční reakce a generování elektrické energie probíhá na anodě a katodě. Palivo je přiváděno k anodě, vzduch ke katodě, odpadní teplo je pomocí výměníků tepla využito pro výrobu páry nebo horké či teplé vody [7].

Účinnost výroby tepla se pohybuje v rozmezí 25 - 45 %, účinnost výroby elektrické energie se pohybuje v rozmezí 40 - 65 %.

### 3.3 Přínosy kogenerace

#### 3.3.1 Energetické přínosy

Jeden z důvodů, proč je kogenerace využívána je snížení potřeby primárních energetických zdrojů a v této souvislosti i snížení emisí, které při zpracování těchto zdrojů vznikají.

Následující přehled udává srovnání potřeby energie pro samostatnou výrobu elektrické energie, samostatnou výrobu tepla, a sdruženou kogenerační výrobu.

Výroba el. energie	Výroba tepla	Sdružená kogen. výroba
$Q_{el} = \frac{E}{\eta_{el}}$	$Q_{vyt} = \frac{Q}{\eta_{vyt}}$	$Q_{kj} = \frac{E + Q}{\eta_{kj}}$

Budeme-li předpokládat, že tepelná účinnost kogeneračního zařízení a výtopny by byla stejná, můžeme matematickými úpravami vyjádřit úsporu tepla z paliva při kogenerační výrobě:

$$Q_u = \frac{E}{\eta_{el}} + \frac{Q}{\eta_{vyt}} - \frac{E + Q}{\eta_{kj}}$$

Tento vztah udává úsporu tepla z paliva, ale výhodnější je užít ho ve tvaru vyjadřující měrnou úsporu tepla z paliva:

$$\frac{Q_u}{Q} = e \left( \frac{1}{\eta_{el}} - \frac{1}{\eta_{kj}} \right)$$

V tomto vztahu vyjadřuje  $e$  tzv. teplotní modul, někdy označovaný též jako modul teplotní výroby elektřiny či součinitel závislého elektrického výkonu. Rovněž se setkáme, obzvlášť v cizojazyčných textech, s označením power/heat ratio. Teplotní modul vyjadřuje podíl množství elektřiny a tepla vyrobené v kogenerační jednotce.

Přehled charakteristických vlastností, včetně zmiňovaného modulu teplotní výroby elektřiny udává následující tabulka:

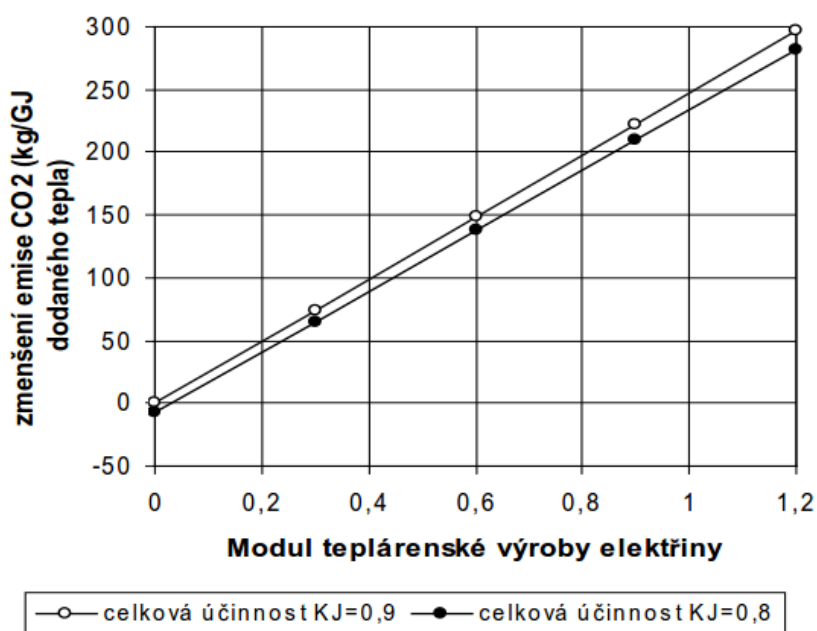
<b>Pohonná jednotka</b>	<b>Používané palivo</b>	<b>Rozsah výkonů (MWe)</b>	<b>Modul teplárenské výroby elektřiny</b>	<b>Elektrická účinnost</b>	<b>Celková účinnost</b>	<b>Forma tepla</b>
Odběrová parní turbína	libovolné	5 - 300	0,2 - 0,4	10 - 30 %	78 - 88 %	NT pára, horká voda
Protitlaková parní turbína	libovolné	0,1-100	0,1 - 0,4	7 - 20 %	75 - 88 %	NT pára, horká voda
Spalovací turbína	Zemní plyn, LTO, bioplyn, produkty zplyňování	1 - 250	0,4 - 1,2	25 - 48 %	75 - 90 %	Teplá voda, horká voda, pára NT, VT
Paroplynové zařízení	Zemní plyn, LTO, bioplyn, produkty zplyňování	10 - 400	0,8 - 2,0	35 - 60 %	85 - 90 %	Teplá voda, horká voda, pára NT, VT
Spalovací motor	Zemní plyn, LTO, bioplyn, produkty zplyňování	0,1 - 10	0,5 - 1,1	25 - 45 %	75 - 92 %	Teplá voda, horká voda, pára NT
Parní motor	Biopaliva	0,02 - 1	0,1 - 0,3	10 - 25 %	70 - 80 %	Teplá voda
Stirlingův motor	Zemní plyn, biopalivo	0,001 - 0,03	0,3 - 0,7	20 - 40 %	70 - 85 %	Teplá voda

*Tabulka 1 - Charakteristické vlastnosti základních druhů kogeneračních zařízení [3]*

Z uvedených poznatků vyplývá, že sdružená výroba elektrické energie a tepla pomáhá ke snižování potřeby primárních energetických zdrojů zároveň se snížením produkovaných emisí vznikajících při výrobě elektrické energie a tepla odděleně.

### 3.3.2 Přínosy pro životní prostředí

Mezi hlavní přínosy kogenerace pro životní prostředí řadíme snížení produkce oxidu uhličitého  $\text{CO}_2$  a také snížení emisí ostatních škodlivých látek. V závislosti na okolnostech je snížení emisí oxidu uhličitého při provozu kogenerační jednotky rozdílné, v závislosti na použité technologii a dosažené hodnotě modulu teplotenské výroby elektřiny [3].



Obrázek 5 - Snížení emisí  $\text{CO}_2$  při dodávce 1 GJ tepla z kogenerační jednotky[3]

Obdobně jako snížení množství emisí oxidu uhličitého lze stanovit i snížení množství dalších emisí, jako například oxidy dusíku či prach.

### 3.3.3 Ekonomické přínosy

Pro vyhodnocení ekonomických přínosů využívání sdružené výroby elektrické energie a tepla se využívají dva ukazatelé, a to roční výrobní náklady a roční výrobní výnosy.

Roční výrobní náklady zahrnují náklady na výrobu a provoz daného zdroje. V dané lokalitě zahrnují [3]:

- cenu kogenerační jednotky či kogeneračních jednotek
- palivové hospodářství, zásobní nádrže a ovládací zařízení;
- připojení na místní nebo veřejnou elektrickou síť zahrnující popř. jeho rekonstrukci;
- všechna mechanická propojení a elektrický servis, včetně propojení a vyzkoušení;
- některé nové budovy, úpravy stávajících budov;
- vyškolení operátorů, záložní díly a jiné speciální prostředky pro údržbu a opravy;
- projekty, dozory a náklady na uvedení zdroje do provozu;
- enviromentální výbavu, hasičské prostředky a vnější profesionální služby požadované k jejich ovládání.

Roční provozní náklady zahrnují náklady na palivo pro pohonné jednotky, náklady na běžnou údržbu, plánované prohlídky či opravy, montážní a údržbový materiál, náklady na provozní oleje, technické plyny apod. a v neposlední řadě též mzdové či režijní náklady.

Pro vyhodnocení ekonomické efektivity návrhu lze využít tři kritéria. Prvním z nich je kritérium čisté současné hodnoty, druhým je kritérium vnitřního výnosového procenta a nakonec třetím je kritérium doby návratnosti investic.

### **3.4 Oblasti využití kogeneračních zařízení**

#### **3.4.1 Vytápění jednotlivých budov**

Pro vytápění jednotlivých budov, nebo menší skupinu budov jsou využívána malá kogenerační zařízení. Nejčastěji se v této oblasti využívají spalovací motory, dále pak také mikroturbíny, Stirlingovy motory či palivové články.

#### **3.4.2 Menší průmyslové podniky**

Pro menší průmyslové podniky jsou využívány kogenerační zařízení se spalovacími motory či palivové články.

#### **3.4.3 Průmyslové aplikace a velké komplexy budov**

Pro průmyslové aplikace či velké komplexy budov se využívá velkých kogeneračních zařízení. Pro tyto účely je charakteristické spojení s výrobou vodní páry. Tato kogenerační zařízení jsou založena na použití spalovacích nebo parních turbín, případně také spalovacích motorů o velkém výkonu.

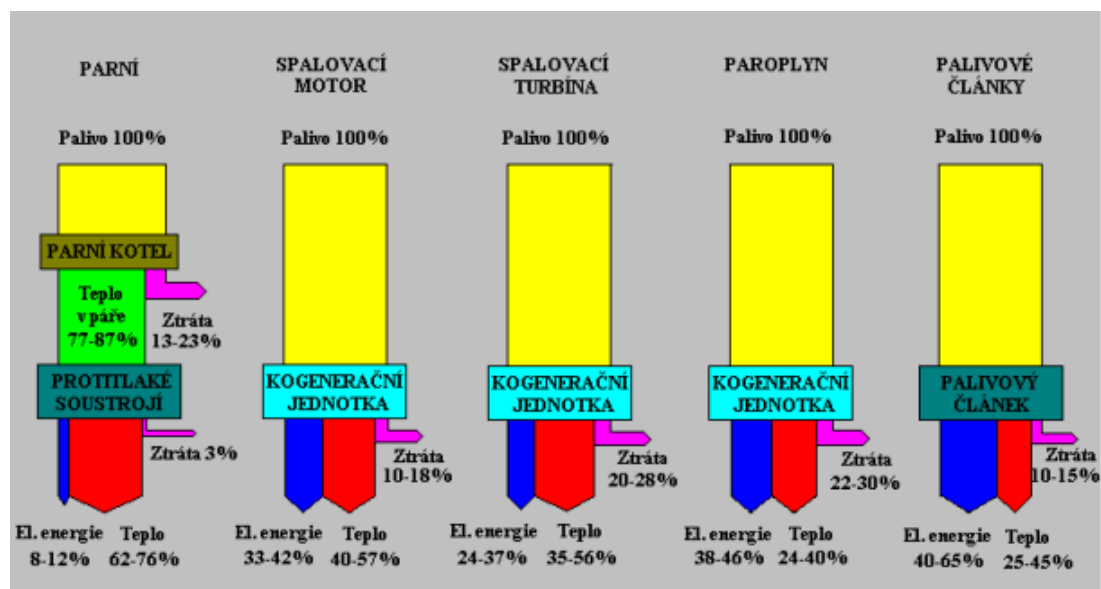
#### **3.4.4 Dodávka tepla do CZT**

Dodávka tepla soustav centralizovaného zásobování teplem může být zajišťována velkými kogeneračními zařízeními, které jsou sloučená s tepelnými centrály nebo spalovnami. Společně poté zajišťují dodávku tepla. Jsou zde využívány kogenerační zařízení s parními (se středním nebo velkým výkonem) nebo spalovacími (nejčastěji v paroplynovém zapojení) turbínami.



### 3.5 Typy kogeneračních jednotek

Existuje celá řada typů kogeneračních jednotek, přičemž pro návrh pro konkrétní podmínky je nutno zvážit více parametrů. Jedním z nich je například množství ztrát při společné výrobě elektrické energie a tepla, množství vyrobené elektrické energie a množství vyrobeného tepla apod.



Obrázek 6 - Porovnání výroby elektrické energie a tepla u jednotlivých druhů kogenerace [7]

Existuje několik variant primárních jednotek a každá má své výhody a nevýhody. Pro použití pro konkrétní aplikaci je vždy nutné zvážit parametry navrhované kogenerační jednotky.

Parametry	Elektrárna s plnovou turbínou	Elektrárna s parní turbínou	Elektrárna s parní turbínou a přihříváním	Paroplynová elektrárna
Průměrná teplota dodaného tepla [K]	1000	600	680	1000
Průměrná teplota odevzdaného tepla [K]	520	300	300	300
Carnotova účinnost [%]	48	50	50	70

*Tabulka 2 - Porovnání Carnotovy účinnosti jednotlivých elektráren [11]*

Konstrukční uspořádání se napříč výrobci výrazně neliší, ustálily se dvě vývojové varianty (kotelny, kog.j.):

- stavebnicové uspořádání - instalaci kogenerační jednotky z dodaných dílů provádí přímo zákazník
- modulové uspořádání - představuje dodávku plně funkční sestavy s definovanými přípojnými body

Výhodou stavebnicového uspořádání je nižší cena a také lepší přístupnost pro opravy než u uspořádání modulového. Modulové uspořádání se ponejvíce využívá u větších výkonu, řádově nad 1 MW.

Provoz kogenerační jednotky závisí v prvé řadě na domluvě se zástupci veřejné elektrické sítě. Podle toho může být provoz kogenerační jednotky paralelní se sítí, ostrovní, nebo nouzový.

Při paralelním provozu dojde na povel START k nastartování motoru kogenerační jednotky a po splnění všech podmínek pro fázování (dosažení nominálních otáček atd.) k automatickému připojení generátoru k síti [1]. Poté je elektrická energie dodávána do sítě. Po povelu STOP jednotka sníží výkon na tzv. prochlazovací úroveň, po nastavené době se generátor odpojí od sítě, následuje zastavení motoru a v provozu zůstanou pouze spotřebiče potřebné k dochlazení soustrojí [1].

Pokud pracuje jednotka v tzv. ostrovním režimu, tak to znamená, že je zcela autonomní, nemusí být připojena na veřejnou elektrickou síť a je tedy jediným zdrojem elektrické energie.

Při využití kogenerační jednotky v nouzovém režimu se jedná o jakousi zálohu zdroje elektrické energie. Kogenerační jednotka je v pohotovostním stavu až do té doby, než dojde k výpadku elektrické energie.

### **3.5.1 Kogenerační jednotky se spalovacími turbínami**

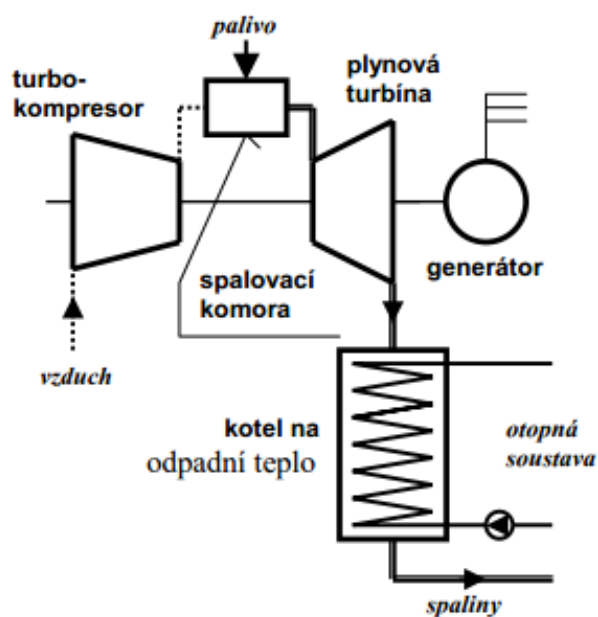
Spalovací turbína s jednoduchým otevřeným oběhem se skládá z kompresoru, spalovací komory, plynové turbíny, elektrického generátoru a pomocných zařízení [3]. Stlačený vzduch po nasátí kompresorem je přiveden do spalovací komory, kde je v jeho proudu za stálého tlaku spalováno palivo, čímž vznikají spaliny, které následně expandují v plynové turbíně. Protože při tomto procesu vnika přebytek výkonu, je použit jako pohon pro elektrický generátor.

Spalovací turbíny mohou být buď průmyslového typu, nebo mohou být odvozeny z leteckých proudových motorů. Spaliny jsou po výstupu ze spalovací turbíny využívány na přímé spalování a sušení, produkci páry, výrobu teplé či horké páry, nebo na výrobu páry vysokotlaké.

Výhodami spalovacích turbín je vysoká spolehlivost, rychlá změna požadovaného výkonu, kompaktnost provedení a nízké měrní investiční náklady.

Oproti tomu nevýhodami jsou požadavek na čistotu paliva, vysoká hluková hladina či ovlivnění výkonu podmínkami, jako jsou nízká zatížení a vyšší teplota okolí.

V tomto případě je palivo spalováno při vysokém tlaku ve spalovací komoře. Vznikající horké spaliny proudí vysokou rychlostí do plynové turbíny, kde je jejich tlaková energie konvertována na mechanickou [1]. Je-li zapojen kotel na odpadní teplo až za plynovou turbínu, docílíme výroby páry nebo horké vody. Ta poté může být využita pro vytápění nebo pro technologické účely.



Obrázek 7 - Zapojení se spalovací turbínou [1].

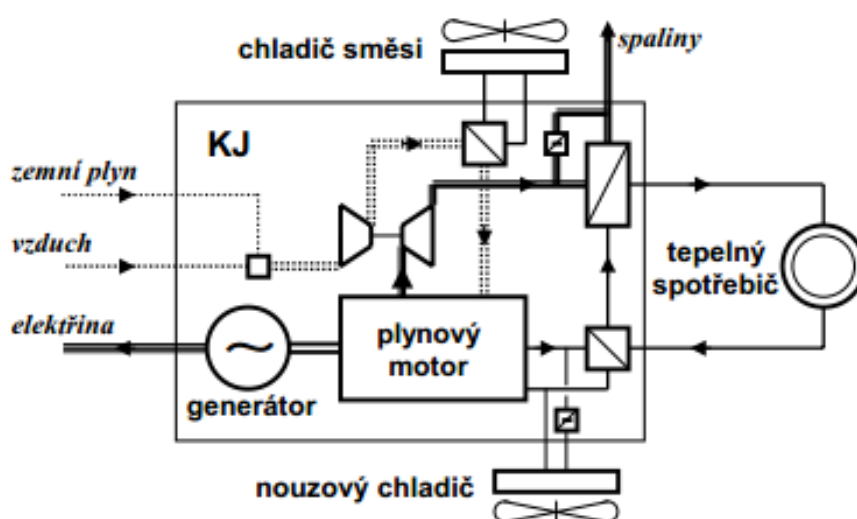
### 3.5.2 Kogenerační jednotky se spalovacími motory

Spalovací motory pro kogenerační jednotky mohou být vznětové, nebo zážehové. U vznětových motorů dochází k samovznícení paliva ve válci při vstřiku stlačeného vzduchu o vyšší teplotě, u motorů zážehových motorů dochází ke vznícení paliva elektrickou jiskrou.

Při činnosti kogeneračního zařízení dochází k přebytku vzduchu spalovacího motoru. Množství tohoto vzduchu je buď blízké požadavku množství vzduchu na

spalování, nebo je veliké, tzn. lean burn. Pro dosažení maximální účinnosti a výkonu je nutný mírný přebytek vzduchu, k kterého je však produkováno množství  $\text{NO}_x$ . Ke snížení produkce těchto plynů dochází v důsledku velkého přebytku vzduchu.

Schéma zařízení, které se běžně označuje jako kogenerační jednotka (KJ), je velmi jednoduché, neboť sestává ze spalovacího motoru zážehového nebo vznětového, na jehož hřídel je přes spojku připojen elektrický generátor [1]. Teplo, obvykle ve formě horké vody, se získá z chladicího okruhu, chladiče a výfukových plynů. Palivo pro tento typ motoru je převážně v plynné formě.



Obrázek 8 - Schéma zapojení se spalovacím motorem [1]

### 3.5.3 Kogenerační jednotky s parními turbínami

Parní turbíny, používané jako motor kogenerační jednotky, je možné zapojit dvěma způsoby. Jedním z nich je protitlaková parní turbína druhým z nich je kondenzační parní turbína s odběrem páry, která slouží pro dodávku tepla ke spotřebiteli. Nejjednodušší uspořádáním je provedení s protitlakovou turbínou, kde veškerá pára po průchodu turbínou má relativně nízký tlak a slouží k dalšímu teplárenskému využití [3].

Princip fungování kogeneračního systému s parními turbínami je založen na expanzi vysokotlaké páry z kotlů v této turbíně a následné produkce mechanické energie. Ta je poté pohání alternátor. Množství expandující páry a tlak páry vystupující z turbíny ovlivňují její výkon.

Typickými vstupními parametry páry jsou tlak  $p = 3,5 - 6,3$  MPa, a teplota  $t = 450 - 500$  °C u turbín menšího výkonu (cca do 30 MW) a tlak až do 16 MPa, s teplotou do 560 °C, u největších teplárenských protitlakových turbín [3]. Čím jsou vstupující parametry vyšší, tím se zlepšují teplárenské parametry zdroje, vzrůstají ale rovněž provozní i investiční náklady.

Parní turbíny lze rozdělit dle výkonu na parní turbíny středního a velkého jednotkového výkonu (nad 25 MW) a parní turbíny výkonu malého. Ty mohou být jednostupňové a dvoustupňové, nebo i vícestupňové.

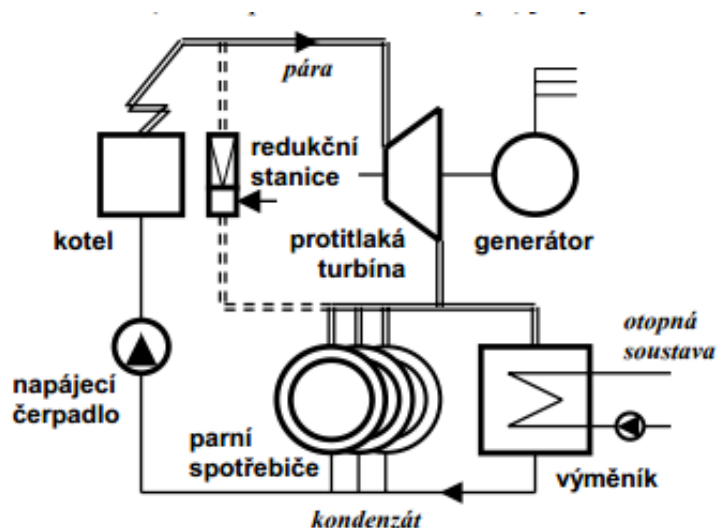
O jednostupňových a dvoustupňových parních turbínách hovoříme tehdy, jsou-li průtoky páry a entalpické spády menší, přibližně do 400 kJ/kg. Jsou možné tyto konstrukční koncepce [3]:

- axiální turbíny s rovnotlakovým nebo Curtisovým stupněm přímo spojené s elektrickým generátorem (50 ot/s) nebo s převodovkou (převod obvykle 125/25 ot/s);
- vysokootáčkové axiální turbíny jedno nebo dvoustupňové s integrovanou převodovkou (počet otáček dle průtoku páry 150 až 400 ot/s);
- vysokootáčkové jedno nebo dvoustupňové radiální turbíny s integrovanou převodovkou (150 až 500 ot/s);
- jednostupňové nebo dvoustupňové radiální turbíny s vysokootáčkovým generátorem (až 800 ot/s).

Vícestupňové parní turbíny jsou používány tam, kde jsou na kogenerační jednotku kladeny vysoká nároky na parametry pracovní páry. Tyto turbíny mohou být protitlakové, nebo jako kondenzační, kdy je odebírána pára po potřebu dodávky tepla.

Mezi výhody parních turbín v kogenerace řadíme možnost použití libovolného paliva, velkou životnost a vysokou účinnost, mezi nevýhody poměrně vysoké investiční náklady, vysoké nároky na zastavěnou plochu či malý poměr elektrického a tepelného výkonu.

Schéma zapojení parní turbíny v kogenerační jednotce je hojně využíváno mimo jiné i v průmyslu. V turbíně dochází pouze k částečné expanzi, při dané teplotě a tlaku tak, aby mohlo být ještě využito kondenzační teplo například pro technologii či vytápění.



Obrázek 9 - Schéma zapojení s parní turbínou [1]

### 3.5.4 Kogenerační jednotky s parním motorem

Kogeneračních jednotek s parním motorem je s výhodou užíváno všude tam, kde je potřeba zpracovat menší množství páry při vyšším tlakovém spádu. Užívá se například jako náhradní zdroj elektrické energie.

Obdobně jako u parní turbíny je možné zapojit parní motor v malých teplárnách či výtopenských zařízeních, kde plní funkci točivé redukce.

### 3.5.5 Paroplynová zařízení

Paroplynové zařízení vznikne propojením spalovací turbíny a pracovního okruhu turbíny parní. Parní turbíny užívané v paroplynových kogeneračních zařízeních jsou jedno nebo dvoutlakového provedení, protitlakové, odběrové protitlakové nebo odběrové kondenzační obvykle bez regeneračního ohřevu napájecí vody [3].

Cílem paroplynových zdrojů je co největší výroba elektrické energie při co největší tepelné účinnosti. Toto popisují následující rovnice [3]:

$$\eta_{PPZ} = (1 - \eta_{ST})\eta_{kot} + \eta_{ST}$$
$$e_{PPZ} = (1 + e_{PT}) \frac{\eta_{ST}}{(1 - \eta_{ST})\eta_{kot}} + e_{PT}$$

kde:

$\eta_{PPZ}$ ... celková tepelná účinnost tepelného zdroje

$\eta_{kot}$ ...účinnost kotle na odpadní teplo

$\eta_{ST}$ ...účinnost spalovací turbíny nebo spalovacího motoru

$e_{PPZ}$ ...modul teplárenské výroby elektrické energie tepelného zdroje

$e_{PT}$ ...modul teplárenské výroby elektrické energie parní turbíny



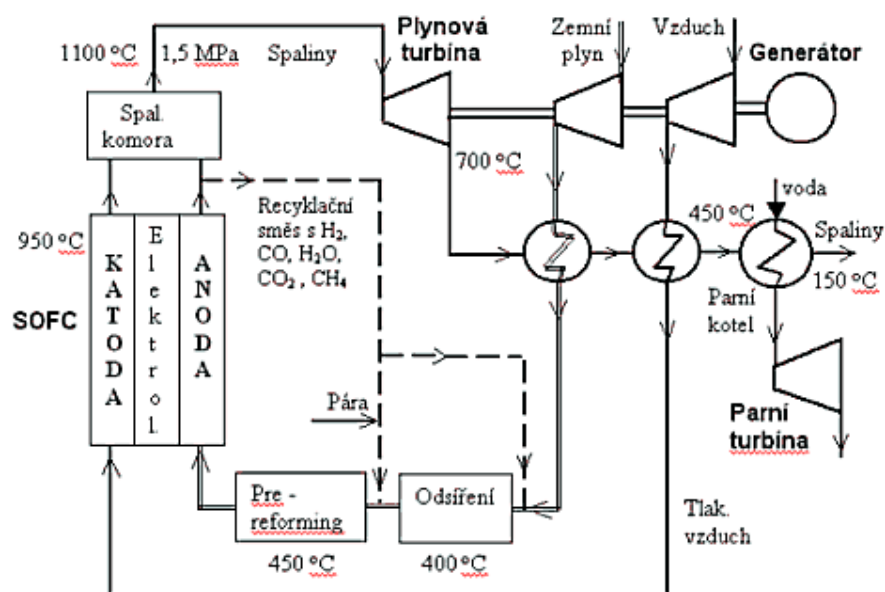
Mezi výhody kogeneračních jednotek s paroplynovým zařízením řadíme větší množství vyrobené elektrické energie, nižší provozní a investiční náklady a rovněž menší požadavky na zastavěnou plochu.

Existují i speciální paroplynová zařízení, které využívají Chenghův oběh, kdy je využívána spalovací turbína se vstřikem páry. Tím mohou být eliminovány některé vlastnosti paroplynových zařízení, jak například nesourodost spalovací turbíny či motoru.

### **3.5.6 Kogenerační zařízení využívající palivové články**

Palivový článek je takové zařízení, které chemickou energii paliva a okysličovadla přímo přeměňuje na energii elektrickou. Tyto palivové články jsou poté využívány v kogeneračních jednotkách.

Z palivových článků odchází vysokoteplotní teplo plynů, které je dále využíváno k reformování paliva či k ohřevu pomocí výměníků tepla. Množství plynů lze ještě zvýšit v závislosti na množství spalitelných složek ve výstupních plynech. Nízkopotenciální teplo může být využito k ohřevu, celková účinnost je zajištěna využitím jak vysokopotenciálního, tak i nízkopotenciálního tepla.



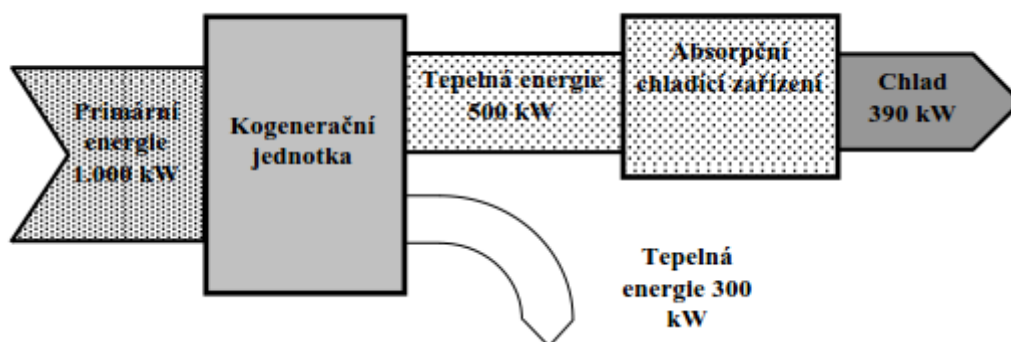
Obrázek 10 - Schéma hybridního systému s vysokoteplotními palivovými články [12]

Pro systémy kogenerace jsou využívány systémy s vysokoteplotními palivovými články, protože jejich spaliny jsou charakteristické vysokopotenciálním teplem spalin. Lze také ale využít jiné systémy pro uplatnění decentralizovaných kogeneračních jednotek.

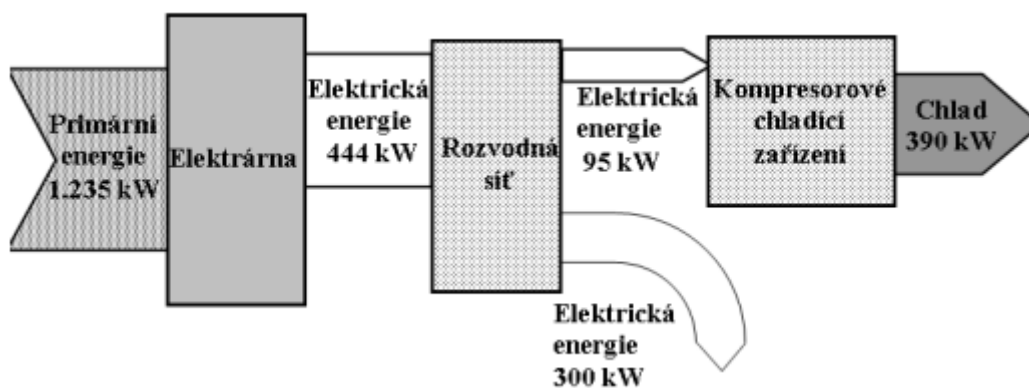
#### 4. Trigenerace

Trigenerace je jistý druh kogenerace, při kterém dochází k výrobě jak tepla a energie, tak i chladu. Ten je využíván pro účely klimatizace, nejčastěji se s touto variantou využití setkáme u komerčních budov. Chlazení je třígeneračních jednotkách zajištěno buď díky kompresorového, nebo absorpčního oběhu.

Kompresorová chladicí zařízení jsou vhodná především pro potřebu chladu v celoročním provozu (tj. např. pro potravinářské závody a obchodní centra, pro chladicí boxy), absorpční chladicí jednotky jsou pak vhodné pro klimatizaci objektů v letním období a s využitím kogeneračních jednotek [5].



Obrázek 11 - Tok energie pro absorpční chladicí zařízení [5]



Obrázek 12 - Tok energie pro kompresorové chladicí zařízení [5]

U kompresorových chladících zařízení je zapojení a princip funkce stejný, jako u tepelného čerpadla. Rozdíl mezi kompresorovým chladícím zařízením a tepelným čerpadlem je v teplotách v kondenzátoru a výparníku. Odpadní teplo motoru vznikající při provozu tohoto zařízení pak může být kogeneračně využíváno.

Základním principem absorpčních oběhů je nahrazení komprese tepelným pochodem, ve kterém je chladivo za nízkého tlaku pohlcováno vhodnou látkou (absorbentem), potom se dopravuje do dalšího výměníku, který pracuje za vyššího tlaku a kde se chladivo přívodem tepla v roztoku varem znovu uvolňuje (vypuzuje) [3].

## 5. Návrh kogeneračního zařízení

Jedním z faktorů ovlivňujícím efektivitu provozu i celého záměru je správné dimenzování jmenovitého výkonu a určení způsobu provozu. Aby bylo dosaženo maximálního ekonomického efektu je nutno brát v potaz jak efektivní využití elektrické energie, tak i efektivní využití tepla.

Rozlišujeme dva principy [5]:

- podle spotřeby elektrické energie - závislou veličinou je výroba tepla
- podle odběru tepla - závislou veličinou je výroba elektřiny

Při tom usilujeme o to, aby při využití principu podle spotřeby elektrické energie bylo maximálně využito i vyrobené teplo a naopak u principu podle odběru tepla byla maximálně využita i elektrická energie.

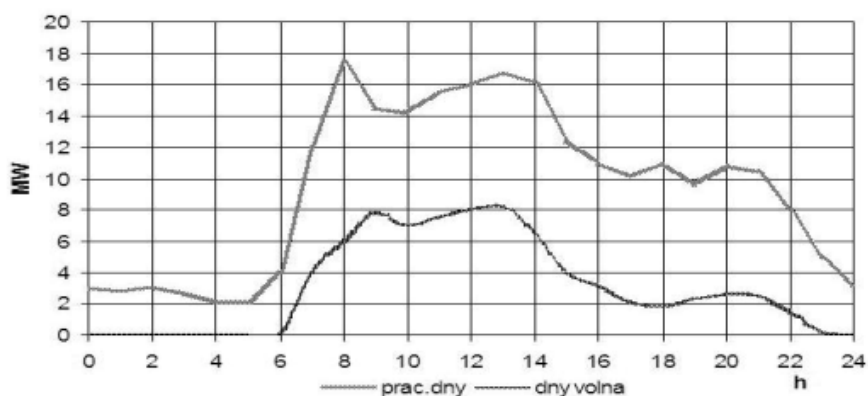
Součástí je rovněž i ekonomické hodnocení, na které má vliv také financování projektu, kde hodnotícími kritérii jsou obvykle čistá současná hodnota, vnitřní výnosové procento a diskontovaná doba splatnosti.

V souvislosti se zásadami pro návrh výkonu kogenerační jednotky se účastníci dosud realizovaných akcí dopouštěli především těchto chyb [7]:

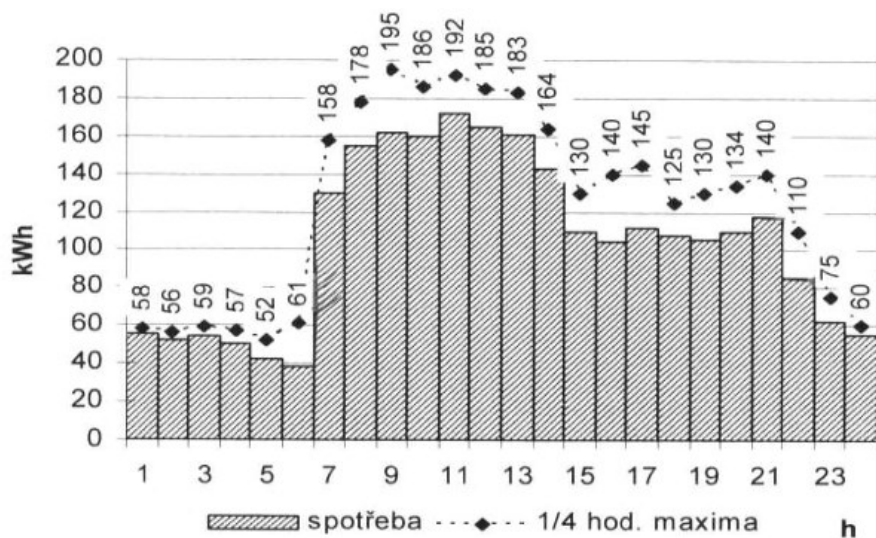
- výkon jednotky pro zpracování projektu byl stanoven na základě pouze odhadnutých výkupních cen elektrické energie a tepla, které ve skutečnosti byly nižší
- byl chybně odhadnut vývoj ceny elektrické energie a zemního plynu, vstupní náklady rostou rychleji než zisk
- nebyl uvažován přesný harmonogramu odběru tepla a elektrické energie, ale byl proveden pouze tzv. „odborný odhad“, navržený výkon jednotky je předimenzovaný

- nebyl správně odhadnut budoucí vývoj spotřeby tepla a elektrické energie - redukce výroby, odpojování odběratelů apod.
- stanovení výkonu jednotky bylo svěřeno dodavateli – ten dodal co možno největší a tedy nejdražší zařízení

Při návrhu kogeneračního zařízení tedy vycházíme jak z diagramů potřeby tepla, tak i z diagramů potřeby elektrické energie.



Obrázek 13 - Ukázka diagramu denní potřeby tepla [3]



Obrázek 14 - Ukázka diagramu denní potřeby elektrické energie [3] Analýza spotřeby energií v současném stavu a návrh výkonů a počtů kogeneračních jednotek

## 6. Analýza spotřeby energií v současném stavu a návrh výkonů a počtů kogeneračních jednotek

### 6.1 Současný stav kotelny:

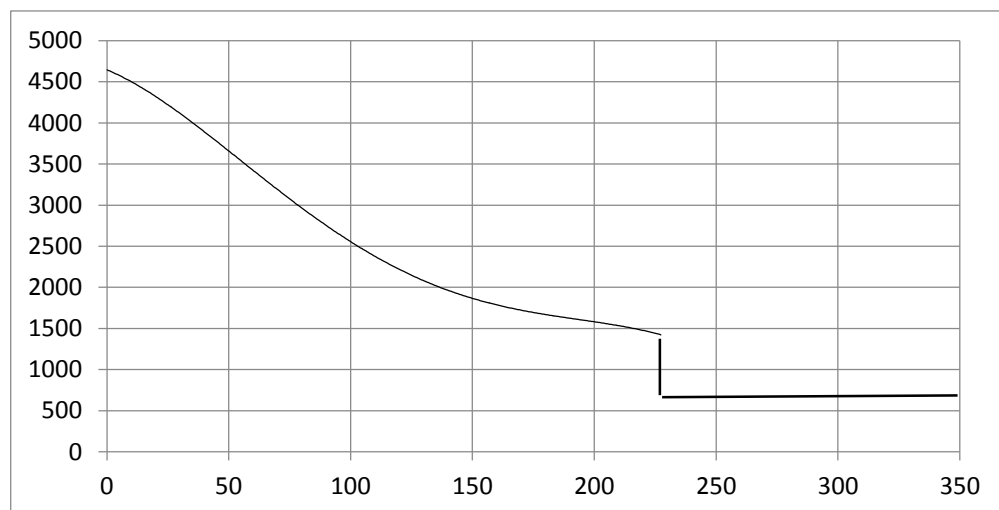
Zvolená kotelná byla původně osazena celkem 7 plynovými kotli (5x1000 kW. 2x 650 kW – viz tabulka.)

Výkon kotle		Celkový výkon
kW	počet	kW
1000	5	5000
650	2	1300
		6300

V důsledku zateplení poklesla spotřeba tepla a dva z 1000 kW kotlů se blíží době své životnosti. Současná spotřeba v průběhu roky je v následující tabulce. Hodnoty představují průměry za posledních 5 let. Hodnoty byly vyneseny do grafu v závislosti na teplotě a počtu dní.

měsíc	Teplota [°C]	Tepelný příkon [kW]
leden	-5,8	3693,8
únor	1,7	3156,5
březen	3,5	2900
duben	5,1	2240,6
květen	13,2	1227,3
červen	18,8	557
červenec	23	557
srpen	21,1	557
září	13,4	1200
říjen	6,7	2300
listopad	3,5	2950
prosinec	0,8	3356

## 6.2 Závislost průběhu tepelného výkonu podle dnů:



Závislost tepelného výkonu v kW podle dnů

Na základě rozboru bylo rozhodnuto o demolici dvou nejstarších kotlů a instalaci 1 kogenerační jednotky s tepelným výkonem 592 kW. Navrhovaná skladba jednotek pak bude : 1KGJ s výkonem 500 kW elektrických a 592 tepelných. 3 kotle s výkonem 1000 kW a dva kotle s výkonem 650 kW.

Kogenerační jednotka pokryje konstantní výkon, její provozní doba bude tedy omezena pouze potřebou servisních odstávek. Celkový instalovaný výkon zdroje bude 4892 kW, což odpovídá požadavku na maximální potřebný výkon. Při výpadku největší jednotky bude k dispozici výkon 3892 kW, a to překračuje potřebný výkon pro průměrnou teplotu v nejhladnějším měsíci v roce kdy je požadavek na výkon zdroje 3325 kW.

### Navrhovaná skladba jednotek

Výkon jednotky		
kW	počet	
1000	3	3000
650	2	1300
592	1	592
Celkový výkon		4892
Výkon při teplotě -2 °C		3892



## 7. VÝPOČET IDEALIZOVANÉHO OBĚHU ZÁŽEHOVÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

### Údaje, nutné k řešení:

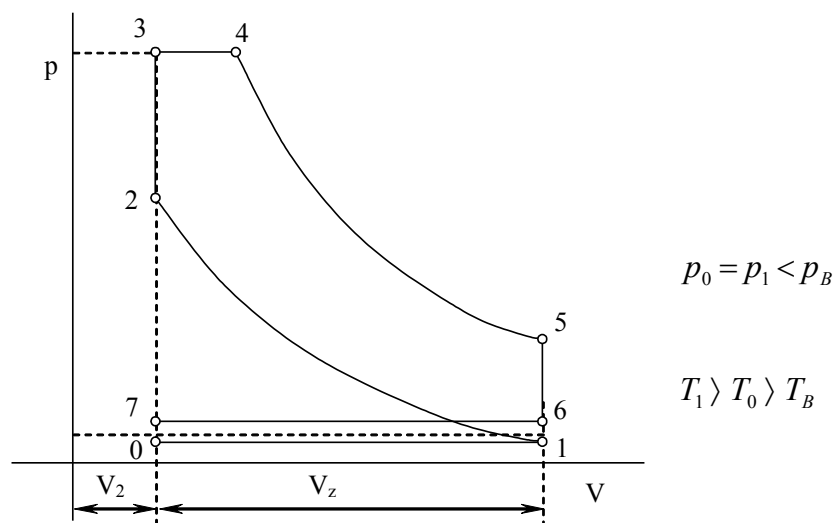
Hlavní rozměry :

Průměr pístu:	$D =$	0,17	[m]
Délka zdvihu:	$s =$	0,19	[m]
Otáčky:	$n =$	1500	[min <sup>-1</sup> ]
Kompresní poměr:	$\varepsilon =$	11	[-]
Počet válců:	$i =$	8	[-]

Další údaje:

Výhřevnost paliva:	$Q_i^r =$	35,88	[kJ/m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ]
Přebytek vzduchu	$\lambda =$	1,1	[-]
Tlak v sání:	$p_1 =$	0,25	[MPa]
Teplota v sání:	$t_1 =$	60	[°C]
Tlak ve výfuku:	$p_6 =$	0,335	[MPa]
Polytropický exponent komprese:	$\eta_k =$	1,3	
Polytropický exponent expanze:	$\eta_e =$	1,3	
Mechanická účinnost:	$\eta_m =$	0,9	[%]
Objemová účinnost:	$\eta_v =$	0,96	[%]
Účinnost spalování:	$\eta_{ch} =$	0,95	[%]
Vyplnění diagramu:	$\eta_p =$	0,8	
Stupeň vyhoření paliva při $v=k$ :	$x =$	0,8	[-]
Podíl tepla, odvedeného chlazením	$x_{ch} =$	0,3	[-]
Podíl tepla, odvedeného při $v=k$	$x_s =$	0,2	[-]
Podíl tepla, odvedeného při výfuku	$x_v =$	0,1	[-]
Teoretické množství spalovacího vzduchu	$V_{vzt} =$	9,707	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> /m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ]
Teoretické množství spalin vlhkých	$V_{spt}^v =$	10,7	[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> /m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ]
Složení spalin pro určení závislosti vnitřní energie a entalpie na teplotě.			
Znalost závislosti vnitřní energie a entalpie vzduchu a spalin na teplotě			

Indikátorový diagram spalovacího motoru (idealizovaný oběh)



Obrázek 15 – indikátorový diagram

Postup výpočtu:

### 7.1 Zdvihový objem

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0,17^2}{4} \cdot 0,19 = 4,313 \cdot 10^{-3} [\text{m}^3] \quad [7.1]$$

### 7.2 Objem pracovního prostoru s pístem v horní úvrati (bod 2) (škodlivý prostor)

$$V_2 = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = \frac{4,313 \cdot 10^{-3}}{11 - 1} = 4,313 \cdot 10^{-4} [\text{m}^3] \quad [7.2]$$

### 7.3 Objem pracovního prostoru s pístem v dolní úvrati (bod 1):

$$V_1 = V_z + V_2 = 4,313 \cdot 10^{-3} + 4,313 \cdot 10^{-4} = 4,7443 \cdot 10^{-3} [\text{m}^3] \quad [7.3]$$

#### 7.4 Teoretické množství nasátého paliva na jeden cyklus v jenom válci: Pro motory na kapalná paliva:

##### Ideální cyklus:

##### Plynařské podmínky

$$p_n = 101,325 \text{ [kPa]} \quad [7.4]$$

$$t_n = 288,15 \text{ K} \quad [7.5]$$

$$m_{Bi}^+ = \frac{V_z}{\lambda \cdot V_{vz \min}} \cdot \frac{p_1}{p_n} \cdot \frac{T_n}{T_1} = \frac{4,313 \cdot 10^{-3}}{1,3 \cdot 9,502} \cdot \frac{250}{101,325} \cdot \frac{288,15}{333,15} = 0,000745114 \quad [m_N^3 / \text{cyklus}] \quad [7.6]$$

**Idealizovaný cyklus zahrnuje nedokonalost vypláchnutí pracovního prostoru, jako objemovou účinnost  $\eta_v$ . Její hodnota závisí na konstrukci motoru a jeho otáčkách.**

$$m_B^+ = m_{Bi}^+ \cdot \eta_v = 0,000745114 \cdot 0,96 = 0,00071531 [m_N^3 / \text{cyklus}] \quad [7.7]$$

##### Pro motory na plynná paliva:

##### Ideální cyklus:

$$V_{pli}^+ = \frac{V_z}{1 + \lambda \cdot V_{vz \min}} \cdot \frac{p_1}{p_n} \cdot \frac{T_n}{T_1} = \frac{4,313 \cdot 10^{-3}}{1 + 1,3 \cdot 9,502} \cdot \frac{250}{101,325} \cdot \frac{288,15}{335,15} = 0,000685 \quad [m_N^3 / \text{cyklus}] \quad [7.8]$$

**7.5 Idealizovaný cyklus zahrnuje nedokonalost vypláchnutí pracovního prostoru, jako objemovou účinnost  $\eta_v$ . Její hodnota závisí na konstrukci motoru a jeho otáčkách.**

$$V_{pl}^+ = V_{pli}^+ \cdot \eta_v = 0,000685 \cdot 0,96 = 0,00065779 \quad [m_N^3 / \text{cyklus}] \quad [7.9]$$

##### Pro plynná paliva:

$$V_{pl} = V_{pl}^+ \cdot i \cdot \frac{n}{2} = 0,00065779 \cdot 8 \cdot \frac{1500}{2} = 3,947 \quad [m_N^3 / s] \quad [7.10]$$

## 7.6 Komprese:

### Teplota na konci komprese (bod 2):

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{n_k - 1} = 335,15 \cdot 11^{1,3 - 1} = 335,15 \cdot 11^{0,3} = 688,11 \text{ [K]} \quad [7.11]$$

### Tlak na konci komprese:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{n_k} = 0,25 \cdot 11^{1,3} = 5,646 \quad [\text{MPa}] \quad [7.12]$$

## 7.7 Spalování při V=K (úsek 2-3):

### Vnitřní energie v bodě 2:

pro plynná paliva:

$$U_2 = U_{2pl} + U_{2vz} = V_{pl}^+ \cdot (\lambda \cdot V_{vzt} \cdot u_{vz2}) = 0,00065779 \cdot (1,3 \cdot 9,707 \cdot 0,06797) = 0,0005642 \text{ [MJ/cyklu]} \quad [7.13]$$

### Teplo, přivedené v úseku 2-3:

$$Q_{23} = V_{pl} \cdot Q_i' \cdot \eta_{ch} \cdot x = 0,00065779 \cdot 33,48 \cdot 0,95 \cdot 0,8 = 0,0167 \quad [\text{MJ/cyklu}] \quad [7.14]$$

### Vnitřní energie v bodě 3:

$$U_3 = U_2 + Q_{23} = 0,000613535 + 0,0167 = 0,0173 \quad [\text{MJ/cyklu}] \quad [7.15]$$

### Teplota v bodě 3:

pro plynná paliva:

$$u_3 = \frac{U_3}{V_{spvcykl}} = \frac{U_3}{V_{pl} \cdot V_{spv}} = \frac{0,0173}{0,00895} = 1,933 \quad [\text{MJ/ m}_N^3]$$

$$u_3 = 1,933 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-3}_N = 1933 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}_N \quad [7.16]$$

### Skutečné množství spalin na cyklus:

pro plynná paliva:

$$V_{spvcykl} = V_{pl}^+ \cdot V_{spv} = V_{pl}^+ \cdot [V_{sptv} + (\lambda - 1) \cdot V_{vzt}] = 0,00065779 \cdot [10,7 + (1,3 - 1) \cdot 9,707] = 0,00895 \quad [\text{m}_N^3/\text{cyklu}] \quad [7.17]$$

Aproximací pro  $u_3$  určíme  $t_3$ , je možné určit  $t_3$  i z rovnice pro  $u_3=f(t)$

**Tlak na konci izochorického spalování:**

$$u_3 = a \cdot t_3^2 + b \cdot t_3$$

$$1933 = 0,000086092 \cdot t_3^2 + 1,127734859 \cdot t_3$$

$$0 = 0,000086092 \cdot t_3^2 + 1,127734859 \cdot t - 1933 \quad [7.18]$$

$$D = b^2 - 4a \cdot c$$

$$D = 1,127734859^2 - 4 \cdot (0,000086092 \cdot (-1933))$$

$$D = 1,271787293$$

$$\sqrt{D} = 1,127735471 \quad [7.19]$$

$$t_3 = \frac{-b + \sqrt{D}}{2a} = \frac{-1,127734859 + 1,127735471}{2 \cdot 0,000086092} = 1531^\circ \text{C} = 1804 \text{ K} \quad [7.20]$$

~~-14530~~.....záporný kořen kvadratické rovnice

$$p_3 = p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} = 5,646 \cdot \frac{T_3}{688,11} = 5,646 \cdot \frac{1804}{688,11} = 14,8 \text{ MPa} \quad [7.21]$$

Součinitel izochorického nárůstu tlaku:

$$\lambda_p = \frac{p_3}{p_2} = \frac{p_3}{5,646} = \frac{14,8}{5,646} = 2,62 \quad [-] \quad [7.22]$$

## 7.8 Spalování při $p=k$

Teplo v úseku 3-4:

$$Q_{34} = V_{pl} \cdot Q_i' \cdot \eta_{ch} \cdot (1-x) = 0,00065779 \cdot 35,88 \cdot 0,95 \cdot (1-0,8) = 0,00448 \quad [7.23]$$

[MJ/cyklus]

$$t_3 = 1531^\circ C$$

$$i_3 = c \cdot t_3^2 + d \cdot t_3$$

$$i_3 = 0,000149202 \cdot 1531^2 + 1,340748192 \cdot 1531$$

$$i_3 = 2402 kJ \cdot m^{-3}_N = 2,402 MJ \cdot m^{-3}_N \quad [7.24]$$

**Teplo, odvedené chlazením při p=k:**

$$O_{ch23} = V_{pl} \cdot Q_i^r \cdot x_{ch} \cdot x_s = 0,00065779 \cdot 35,88 \cdot 0,3 \cdot 0,2 = 0,00142 \quad [7.25]$$

[MJ/cyklus]

**Entalpie spalin v bodě 3:**

$$I_3 = V_{spvcykl} \cdot i_3 = 0,00895 \cdot 2,402 = 0,0215 \quad [7.26]$$

[MJ/cyklus]

**Entalpie spalin v bodě 4:**

$$I_4 = I_3 + Q_{34} - Q_{ch32} = 0,02 + 0,00448 - 0,00142 = 0,0245 \quad [7.27]$$

[MJ/cyklus]

**z I<sub>4</sub> určíme i<sub>4</sub> a aproximací t<sub>4</sub>, je možné určit t<sub>4</sub> i z rovnice pro i<sub>4</sub>=f(t)**

**Objem v bodě 4:**

$$i_4 = \frac{I_4}{V_{spvcykl}} = \frac{0,0245}{0,00895} = 2,7374 MJ \cdot m^{-3}_N = 2737,4 kJ \cdot m^{-3}_N \quad [7.28]$$

$$i_4 = c \cdot t_4^2 + d \cdot t_4$$

$$2737,4 = 0,000149202 \cdot t_4^2 + 1,340748192 \cdot t_4$$

$$0 = 0,000149202 \cdot t_4^2 + 1,340748192 \cdot t_4 - 2737,4$$

$$D = b^2 - 4a \cdot c \quad D = 1,340748192^2 - 4 \cdot (0,000149202 \cdot (-2737,4))$$

$$D = 3,4313$$

$$\sqrt{D} = 1,8524$$

$$t_4 = \frac{-b + \sqrt{D}}{2a} = \frac{-1,340748192 + 1,8524}{2 \cdot 0,000149202} = 1714,6^\circ C = 1988 K \quad [7.29]$$

———10700.....záporný kořen kvadratické rovnice

$$V_4 = V_3 \cdot \frac{T_4}{T_3} = 4,313 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1988}{1804} = 0,00047529 \quad [\text{m}^3] \quad [7.30]$$

**Stupeň plnění:**

$$\rho = \frac{V_4}{V_3} = \frac{0,00047529}{4,313 \cdot 10^{-4}} = 1,102 \quad [7.31]$$

## 7.9 Expanze:

Teplota na konci expanze:

$$T_5 = T_4 \cdot \left( \frac{V_4}{V_5} \right)^{n_e - 1} = 1988 \cdot \left( \frac{0,00047529}{4,7443 \cdot 10^{-3}} \right)^{1,29 - 1} = 1020,1 [\text{K}] = 747^\circ \text{C} \quad [7.32]$$

**Tlak na konci expanze:**

$$p_5 = p_4 \cdot \left( \frac{V_4}{V_5} \right)^{n_e} = 14,8 \cdot \left( \frac{0,00047529}{0,0047443} \right)^{1,29} = 0,76 \quad [\text{MPa}] \quad [7.33]$$

## 7.10 Výfuk:

Výpočet teploty ve výfuku se počítá tak, že je nutno ověřit jedná-li se o výtok podkritický nebo nadkritický (vesměs se zde jedná o dvouatomové plyny a tak  $\chi = 1,4$ )

$$\varepsilon_k = \left( \frac{2}{\chi + 1} \right)^{\left( \frac{\chi}{\chi - 1} \right)} = \left( \frac{2}{1,4 + 1} \right)^{\left( \frac{1,4}{1,4 - 1} \right)} \quad [7.34]$$

$$\varepsilon_k = 0,528$$

$$\varepsilon_k > \frac{p_6}{p_5} \quad \dots \text{výtok nadkritický}$$

$$\varepsilon_k < \frac{p_6}{p_5} \quad \dots \text{výtok podkritický}$$

$$\frac{p_6}{p_5} = \frac{0,335}{0,76} = 0,44 < \varepsilon_k \quad \dots \text{jedná se o výtok nadkritický} \quad [7.35]$$

Pro nadkritický výtok platí:

$$T_6 = T_5 \cdot \varepsilon_k^{\left(\frac{\chi}{\chi-1}\right)} = 1020,1 \cdot 0,528^{\left(\frac{1,4}{1,4-1}\right)} = 850 K = 576^\circ C \quad [7.36]$$

## 7.11 Vyhodnocení indikátorového diagramu

**Indikovaný výkon z indikátorového diagramu:**

$$P_{in} = i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \frac{n}{60} \cdot p_{is} \cdot \frac{1}{2} = 8 \cdot \frac{\pi \cdot 0,17^2}{4} \cdot 0,19 \cdot \frac{1500}{60} \cdot \frac{1}{2} = 0,43 \quad [\text{MW}] \quad [7.37]$$

**Skutečný indikovaný výkon:**

$$P_{ins} = P_{in} \cdot \frac{\eta_p}{100} = 0,43 \cdot \frac{0,8}{100} = 0,344 \quad [\text{MW}] \quad [7.38]$$

**Spojkový výkon (efektivní):**

$$P_{sp} = P_{ins} \cdot \frac{\eta_m}{100} = 0,344 \cdot \frac{0,9}{100} = 0,3096 \quad [\text{MW}] \quad [7.39]$$



### 7.12 Kontrola indikovaného výkonu výpočtem:

#### Práce pod křivkou 1-2 (kompresní práce):

$$A_{12} = \frac{p_1 \cdot V_1}{n_k - 1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{(n_k - 1)} \right] = \frac{0,25 \cdot 0,0047443}{1,3 - 1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0,0047443}{0,0004313} \right)^{(1,3 - 1)} \right] = -0,004164$$

[MJ] [7.40]

#### Práce pod křivkou 3-4 expanzní práce při p=l:

$$A_{34} = p_4 \cdot (V_4 - V_3) = 14,8 \cdot (0,00047529 - 0,0004313) = 0,0006510 \quad [\text{MJ}] \quad [7.41]$$

#### Práce pod křivkou 4-5 expanzní práce polytropická:

$$A_{45} = \frac{p_4 \cdot V_4}{n_e - 1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{V_4}{V_5} \right)^{(n_e - 1)} \right] = \frac{14,8 \cdot 0,00047529}{1,3 - 1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0,00047529}{0,0047443} \right)^{(1,3 - 1)} \right] = 0,011689595$$

[MJ] [7.42]

#### Práce pro sání a výtlač:

$$A_{sv} = V_z \cdot (p_1 - p_6) = 0,004313 (0,25 - 0,335) = -0,0003666$$

[MJ] [7.43]

#### Celková práce cyklu:

$$A_{in} = A_{12} + A_{34} + A_{45} + A_{sv} = -0,004164 + 0,0006510 + 0,011689595 - 0,0003666 = 0,008017$$

[MJ] [7.44]

#### Indikovaný výkon skutečný:

$$P_{ins} = i \cdot A_{in} \cdot \frac{n}{2} \cdot \eta_p = 8 \cdot 0,008017 \cdot \frac{1500}{2 \cdot 60} \cdot 0,8 = 0,64136 \quad [\text{MW}] \quad [7.45]$$

#### Spojkový výkon (efektivní):

$$P_{sp} = P_{ins} \cdot \frac{\eta_m}{100} = 0,64136 \cdot 0,9 = 0,577224 \quad [\text{MW}] \quad [7.46]$$

### 7.13 Provozní parametry motoru

#### Spotřeba paliva:

$$\dot{V}_B = V_{pl} \cdot i \cdot \frac{n}{60 \cdot 2} = 0,00065779 \cdot 8 \cdot \frac{1500}{60 \cdot 2} = 0,065779 \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad [7.47]$$

**Tepelný příkon:**

$$P_B = \dot{V}_{pl} \cdot Q_i^r = 0,00065779 \cdot 35,88 = 0,0236 \quad [\text{MW}] \quad [7.48]$$

**Tepelná účinnost:**

$$\eta_t = \frac{P_{sp}}{P_B} \cdot 100 = \frac{0,577224}{2,36} \cdot 100 = 24,46 \quad [\%] \quad [7.49]$$

**Měrná spotřeba paliva:**

$$\mu_B = \frac{V_B \cdot 3600}{P_{sp}} = \frac{0,065779 \cdot 3600}{0,577224} = 410,25 \quad [\text{m}_N^3/\text{MWh}] \quad [7.50]$$

**Měrný specifický výkon:**

$$\sigma = \frac{P_{sp}}{i \cdot V_z \cdot 1000} = \frac{0,577224}{8,0,004313} = 16,73 \quad [\text{MW}/\text{dm}^3] \quad [7.51]$$

**Střední efektivní tlak:**

$$p_{se} = \frac{2 \cdot P_{sp}}{i \cdot V_z \cdot n} = \frac{2 \cdot 0,577224 \cdot 60}{8,0,004313 \cdot 1500} = 1,338 \quad [\text{MPa}] \quad [7.52]$$

**Účinnost ideálního motoru:**

$$\eta_{ti} = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{(\chi-1)}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{1}{11^{(1,4-1)}}\right) \cdot 100 = 61,7 \quad [\%] \quad [7.53]$$

**Termodynamická účinnost:**

(Slouží pro porovnání technické úrovně motoru – vyjadřuje dokonalost stroje z termodynamického hlediska.)

$$\eta_{tid} = \frac{\eta_t}{\eta_{ti} \cdot \eta_m} \cdot 10000 = \frac{24,46}{61,7 \cdot 90} \cdot 10000 = 44,05 \quad [\%] \quad [7.54]$$

**7.14 Tepelná bilance motoru:****Tepelný příkon v palivu:**

$$P_B = \dot{V}_{pl} \cdot Q_i^r = 0,065779 \cdot 35,88 = 2,36 \quad [\text{MW}] \quad [7.55]$$

**Efektivní výkon:**

$$P_e = P_{sp} = 0,58 \quad [\text{MW}] \quad [7.56]$$

Teplo, ztracené chemickým nedopalem zanedbám z důvodu malé koncentrace CO ve spalinách

$$P_{ch} = \dot{V}_{sp} \cdot \sum \omega_i \cdot Q_i$$

$$P_{ch} = 0 \quad \text{[MW]} \quad [7.57]$$

kde:  $\omega_i$  obsah hořlavé složky (prakticky jen CO) [1]

$Q_i$  výhřevnost příslušní hořlavé složky ( $Q_{CO}=12,66$ ) [MJ/m<sup>3</sup>]

### Vteřinové množství spalin:

$$\dot{V}_{sp} = V_{spv} \cdot \dot{V}_B = 10,503 \cdot 0,065779 = 0,69 \quad \text{[m<sup>3</sup>/s]} \quad [7.58]$$

Teplo, odvedené olejem:

$$P_{ol} = P_{ind} \cdot (1 - \eta_m) = 0,344 \cdot (1 - 0,9) = 0,0344 \quad \text{[MW]} \quad [7.59]$$

Teplo odvedené výfukovými plyny:

1) Fáze výfuku probíhá s adiabatickým poklesem teploty z  $T_5$  na  $T_6$ .

2) Fáze výfuku – dochází k ochlazování spalin (odvod tepla do stěn motoru).

Celkové teplo, odvedené chlazením představuje cca 35 %  $P_B$ .

$$Q_{chl} = V_{pl} \cdot Q_i^r \cdot 0,35 = 0,00065779 \cdot 35,88 \cdot 0,35 = 0,00826 \quad \text{[MJ/cyklus]} \quad [7.60]$$

### Odvod tepla při výfuku:

$$Q_{67} = Q_{chl} \cdot x_v = 0,00826 \cdot 0,10 = 0,000826 \quad \text{[MJ/cyklus]} \quad [7.61]$$

### Měrná entalpie spalin v bodě 6:

$$i_6 = f(t_6)$$

$$i_6 = c \cdot t_6^2 + d \cdot t_6$$

$$i_6 = 0,000149202 \cdot 576^2 + 1,340748192 \cdot 576$$

$$i_6 = 821,8 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}_N = 0,8218 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-3}_N \quad [7.62]$$

**Entalpie spalin v bodě 6:**

$$I_6 = V_{spv} \cdot i_6 = 0,00895 \cdot 821,8 / 1000 = 0,007355 \quad [\text{MJ/cyklus}] \quad [7.63]$$

**Entalpie spalin na konci výfuku:**

$$I_7 = I_6 - q_{67} = 0,007355 - 0,000826 = 0,006529 \quad [\text{MJ/cyklus}] \quad [7.64]$$

**Měrná entalpie na konci výfuku:**

$$i_7 = \frac{I_7}{V_{spv}} = \frac{0,006529}{0,00895} = 0,729 \text{ [MJ/cyklus]} = 729,8218 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-3}_N \quad [7.65]$$

**Teplotu spalin na konci výfuku určíme iterací z  $i_7$ .**

**Ztráta teplem ve spalinách (výfukových plynech):**

$$P_{vyf} = i_7 \cdot \dot{V}_{sp} = 0,729 \cdot 0,69 = 0,50 \quad [7.66]$$

[MJ/cyklus]

**Ztráta chlazením a bilanční rozdíl:**

$$P_{chl} = P_B - P_e - P_{ch} - P_{ol} - P_{vyf} = 2,36 - 0,58 - 0 - 0,0344 - 0,5 = 1,2456 \quad [7.67]$$

[MJ/cyklus]

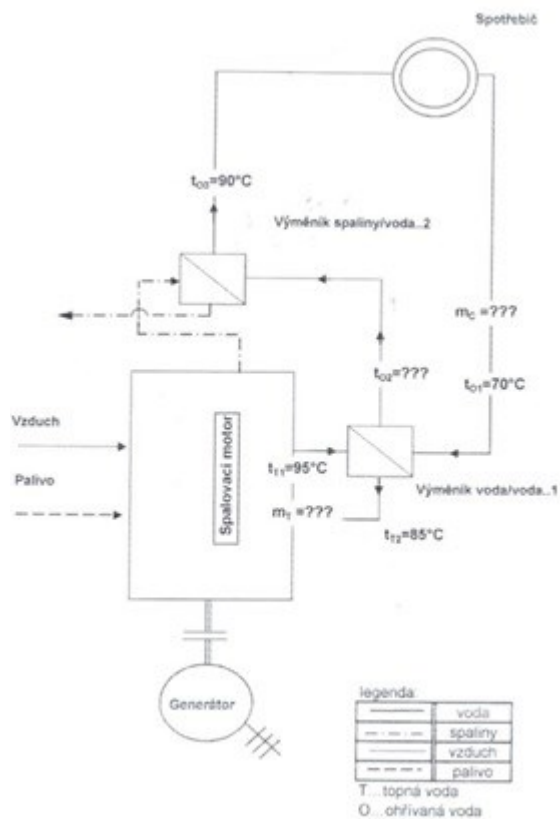
**Teplo odvedené chladicí vodou**

$$P_{ch} = Q_{chl} \cdot \frac{n}{2 \cdot 60} \cdot i + P_{ol} = 0,00826 \cdot \frac{1500}{2 \cdot 60} \cdot 8 + 0,0344 = 0,086 \text{ MW} \quad [7.68]$$

## 8. Výpočet výměníku pro využití odpadního tepla při provozu motoru TEDOM 500 CAT

### 8.1 Výpočet výměníku voda/voda pro chlazení motoru

Výměník bude chladit motor a tohle teplo se bude předávat vodě. Ta se bude přehřívat z teploty  $70^{\circ}\text{C}$  a na konečných  $90^{\circ}\text{C}$  se dohřeje ve spalinovém výměníku. Teplotní spád topné vody je  $95^{\circ}\text{C}/85^{\circ}\text{C}$ . Voda proudí dle schématu viz. níže



$$i_{sp} = 1,430255 \cdot t + 0,000114116 \cdot t^2 \quad [8.1]$$

$$t_{sp1} = 710^{\circ}\text{C} \quad [8.2]$$

$$t_{sp2} = 130^{\circ}\text{C} \quad [8.3]$$

$$P_{sp} = V_{sp} \cdot (i_{sp1} - i_{sp2}) = 0,1 \cdot (1073 - 187,9) = 88,51 \text{ kW} \quad [8.4]$$

### Průtok médií výměníkem

Celkové množství ohřáté vody 90/70 °C

$$\dot{m}_c = \frac{P_c \cdot \eta_{vy,v1} \cdot \eta_{vyv2}}{c_{p,H_2O} \cdot \Delta t_c} = \frac{163,2 \cdot 0,98 \cdot 0,975}{4,19 \cdot 20} = 1,86 \text{ kg/s} \quad [8.5]$$

Množství topné vody 95/85 °C

$$\dot{m}_t = \frac{P_c \cdot \eta_{vy,v}}{c_{p,H_2O} \cdot \Delta t_T} = \frac{74,7 \cdot 0,98}{4,19 \cdot 10} = 1,75 \text{ kg/s} \quad [8.6]$$

### Ohřátí vody ve výměníku voda voda

$$\Delta t_o = \frac{P_v \cdot \eta_{vy,v}}{\dot{m}_c \cdot c_{p,H_2O}} = \frac{74,7 \cdot 0,98}{1,86 \cdot 4,19} = 9,4^\circ \text{C} \quad [8.7]$$

Teplota ohřáté vody ve výměníku voda voda

$$t_{o2} = t_{o1} + \Delta t_o = 70 + 9,4 = 79,4^\circ \text{C} \quad [8.8]$$

Teplotní spád vody a spalin

$$t_{T1} = 95^\circ \text{C} \quad [8.9]$$

$$t_{T2} = 85^\circ \text{C} \quad [8.10]$$

$$\Delta t_T = t_{T1} - t_{T2} = 10^\circ \text{C} \quad [8.11]$$

$$t_{o1} = 79,4^\circ \text{C}$$

$$t_{o2} = 70^\circ \text{C} \quad [8.12]$$

$$\Delta t_o = 9,4^\circ \text{C}$$

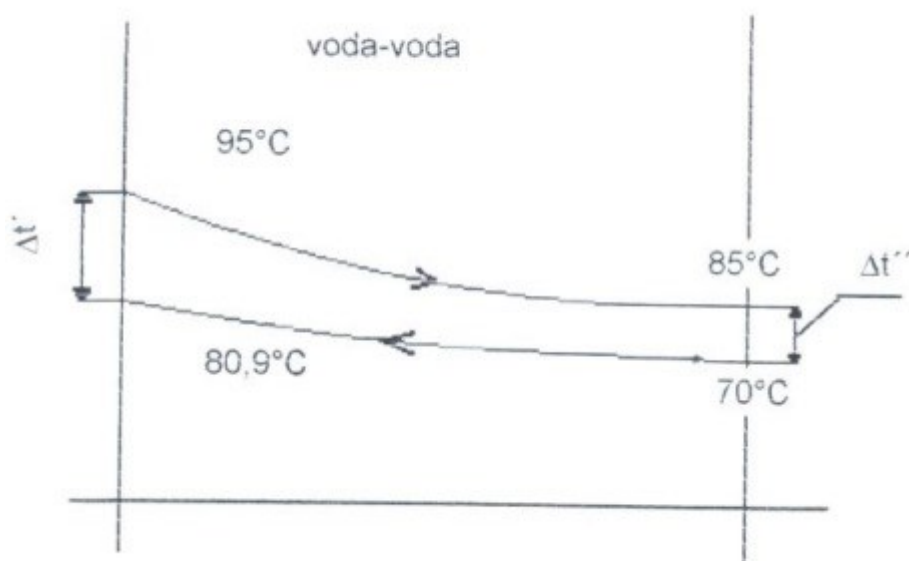
$$t_{T,st} = \frac{t_{T1} + t_{T2}}{2} = \frac{95 + 85}{2} = 90^\circ \text{C} \quad [8.13]$$

$$t_{T,st} = \frac{t_{o1} + t_{o2}}{2} = \frac{79,4 + 70}{2} = 74,7^\circ \text{C} \quad [8.14]$$

### **Střední logaritmický rozdíl teplot pro protiproud**

$$\Delta t_{str} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(95 - 79,4) - (85 - 70)}{\ln \frac{(95 - 79,4)}{85 - 70}} = 15,2^\circ \text{C}$$

Schéma teplotních spádů ve výměníku:



### **Uspořádání a rozměry trubek**

Volím trubky Tr  $\varnothing 14 \times 1,5$

$$d = 0,014 \text{ m}$$

Poměrný příčný rozestup

$$\sigma_{pr} = \frac{S_{pr}}{d} \text{ volí se 2 až 4}$$

Volím  $\sigma_{pr} = 2$

$$S_{pr} = \sigma_{pr} \cdot d = 2 \cdot 0,014 = 0,028 \text{ m}$$

Poměrný podélný rozestup

$$\sigma_{pz} = \frac{S_{pz}}{d}, \text{ volí se } 1,7 \text{ až } 3$$

$$\text{Volím } \sigma_{pz} = 1,7$$

$$S_{pz} = \sigma_{pz} \cdot d = 1,7 \cdot 0,014 = 0,0238 \text{ m}$$

Poměrný úhlopříčný rozestup

$$\sigma_{up} = 1,97$$

Součinitel pro výpočet korekčních součinitelů podle uspořádání trubek a počtu řad

$$\phi_\sigma = 1,03$$

**Výpočet průtočných průřezů a rychlostních médií ve výměníku**

**TOPNÁ VODA**

$$\dot{m}_T = 1,75 \text{ kg/s}$$

$$\rho_T = 965,3 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{V}_T = 0,0011 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$d_{vni} = 0,011 \text{ m}$$

$$S_{tr1} = \frac{\pi \cdot d_{vni}^2}{4} = \frac{\pi}{4} \cdot 0,011^2 = 0,00015 \text{ m}^2$$

Trubky jsou uspořádány v těle výměníku podle obr. viz výše počet trubek je 26

$$i_{tr} = 26$$

$$w_T = \frac{\dot{V}_T}{S_{tr1} \cdot i_{tr}} = \frac{0,0011}{0,00015 \cdot 26} = 0,28 \text{ m/s}$$

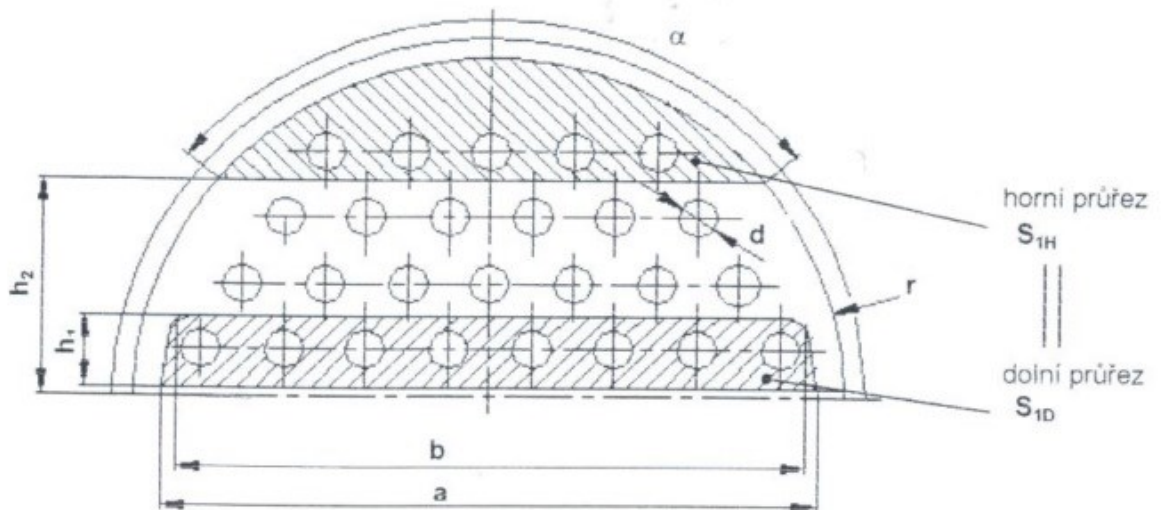
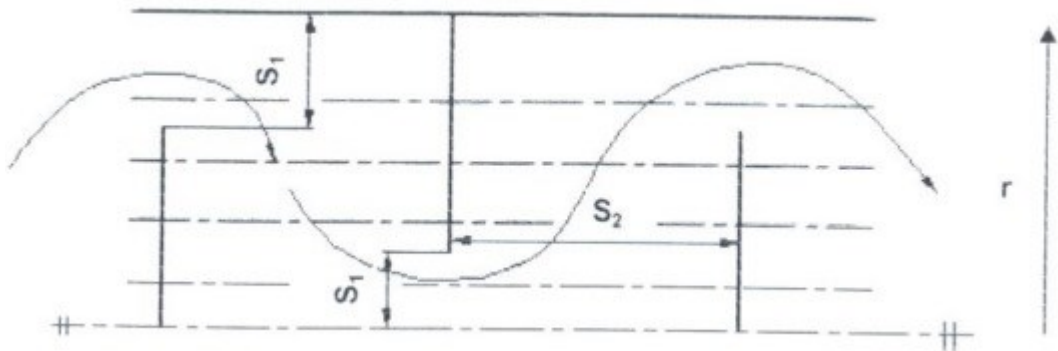


## OHŘÍVANÁ VODA

### Výpočet efektivního průřezu

Vypočítám jako geometrický průměr průřezů  $S_1$  a  $S_2$

$$S = \sqrt{S_1 \cdot S_2}$$



### Průřez S<sub>1</sub>

$$S_{1D} = \frac{a+b}{2} \cdot h_1 = \frac{0,183+0,189}{2} \cdot 0,021 = 0,00583 \text{ m}^2$$

$$S_{1H} = \frac{r^2}{2} \cdot (x - \sin x)$$

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{h_2}{r}$$

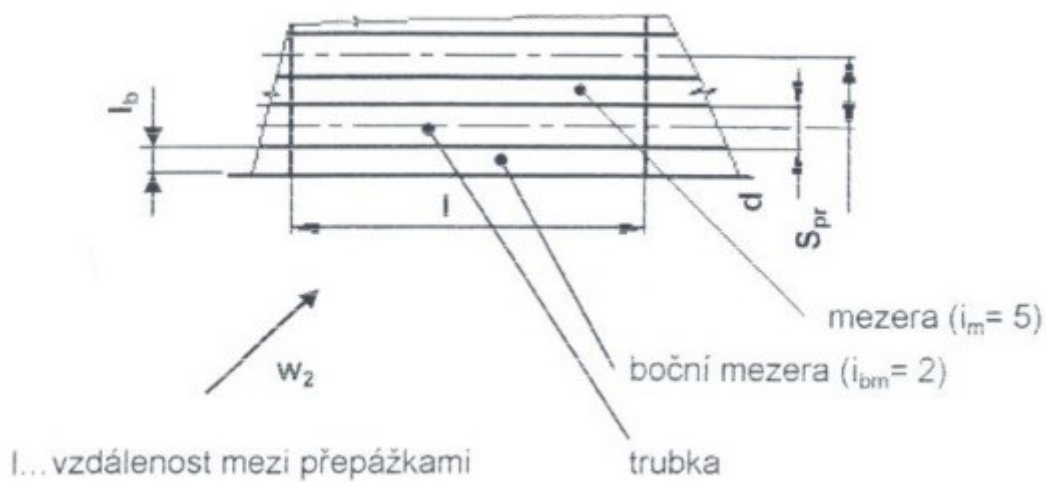
kde  $r = 103,2 \text{ mm}$

$$h_2 = 0,0065 \text{ m}$$

$$S_{1D} = S_{1H}$$

$$S_1 = 0,00583 \text{ m}^2$$

### Průřez S<sub>2</sub>



$$S_2 = [(S_{pr} - d) \cdot i_m + i_b \cdot i_{bm}] \cdot l = [(0,02 - 0,014) \cdot 5 + 0,02 \cdot 2] \cdot 0,24 = 0,0168 \text{ m}^2$$

### Efektivní průřez

$$S = \sqrt{S_1 \cdot S_2} = \sqrt{0,00583 \cdot 0,0168} = 0,00990 \text{ m}^2$$

## VÝPOČET PŘESTUPU TEPLA

Fyzikální vlastnosti vody jsem získal z internetu

médium	t stř [°C]	$\lambda$ [W/m-K]	Pr [-]	$\eta \cdot 10^6$ [Pa.s]	$\rho$ (***) [kg/m³]	$\nu \cdot 10^6$ [m²/s]
topné	90	0,6613	2	314,5	965,3	0,325605
ohřívané	75,4	0,6533	2,411	375,9	974,6	0,385697

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}$$

\*\*\* u hustoty počítám se střední teplotou vody a normálním tlakem

### Součinitel přestupu tepla konvekci

#### Přestup tepla z povrchu trubky do vody

$$\alpha_{1-k} = C_s \cdot C_z \cdot \frac{\bar{\lambda}}{d} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33}$$

Platí pro  $Re < 1500$  až

100000>

Korekční součinitel pro uspořádání trubek  $C_s$

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,5} = 0,34 \cdot 1,25^{0,5}$$

$$C_s = 0,34$$

Korekční součinitel na počet řad  $C_z$

Pro  $i > 10$  je  $C_z = 1$

$$Re = \frac{w_o \cdot d}{\nu} = \frac{0,19 \cdot 0,014}{0,385697 \cdot 10^{-6}} = 6966,3$$

$$\alpha_{1-k} = 0,34 \cdot 1 \cdot \frac{0,6533}{0,014} \cdot 6966,3^{0,6} \cdot 2,411^{0,33} = 4289,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### Přestup tepla z vody do trubky

$$\alpha_{2-k} = 0,023 \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \cdot \frac{\bar{\lambda}}{d_{vi}} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

korekční koeficient na teplotu média a stěny pro vodu v trubkách

$$C_t = 1$$

korekční koeficient na tvar trubky

$$C_l = 1$$

$$Re = \frac{w_t \cdot d_{mi}}{\nu} = \frac{0,28 \cdot 0,011}{0,325805 \cdot 10^{-6}} = 9453,5$$

$$\alpha_{2-k} = 0,023 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,6613}{0,011} \cdot 9453,5^{0,8} \cdot 2^{0,4} = 2764,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### Součinitel prostupu tepla

V některých případech lze obecně vyjádřený součinitel prostupu tepla zjednodušit (například jedná-li se o součinitel pro čisté trubky)

Pak dostaneme upravený vzorec pro výpočet součinitele prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = \frac{4289,3 \cdot 2764,5}{4289,3 + 2764,5} = 1681 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### Rychlost ohřívání vody

$$\dot{m}_o = 1,86 \text{ kg/s}$$

$$\rho_T = 974,6 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{V}_0 = \frac{1,86}{974,6} = 0,0019 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$w_o = \frac{\dot{V}_0}{S} = 0,19 \text{ m/s}$$

### Plocha výměníku

$$P_v = 86 \text{ kW}$$

$$\eta_{vy,v} = 0,98$$

$$\Delta t_{str} = 15,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$S_{tr1} = \frac{P_v \cdot \eta_{vy,v}}{k \cdot \Delta t_{str}} = \frac{86 \cdot 0,98}{4} \cdot 0,014^2 = 0,00015 \quad [8.22]$$

### Plocha výměníku rozložená do jedné trubky

$$S = \pi \cdot d \cdot I_{tr1}$$

$$I_{tr1} = \frac{S}{\pi \cdot d} = \frac{3,2}{\pi \cdot 0,014} = 72,8 \text{ m} \quad [8.23]$$

Pro vymodelování trubkového výměníku jsem použil program Creo 2.

## 9. Ekonomický rozbor

- ...provoz kogenerační jednotky je 10 měsíců v roce (6-zima,4-léto),24 hodin denně
- ...počet dní je 182 v zimním období a 121 v období letním
- ...všechna elektrická energie i teplo je využíváno ke snížení vlastní spotřeby
- ...elektrický výkon je 500kW
- ...tarif pro odběr elektrické energie jsem zvolil C26d
- ...pásmo spotřeby plynu je 630-4200MWh/rok
- ...cena tepla je 250 Kč/GJ
- ...cena kogenerační jednotky je zhruba 6 500 000 Kč
- ...výpočty prováděny pro krytí CIN z 0%,50% a 100%úvěrem se splatností 5let a úrokovou mírou 15%
- ...odhadované náklady:

Strojní zařízení- dání	6 500 000 Kč
Úprava budovy	10% z ceny jednotky
Projekt	10% z ceny jednotky
Obslužná a pomocná zařízení	5% z ceny jednotky
Montáž	10% z ceny jednotky

Cena přídavné vody je 2,50 Kč/m<sup>3</sup>

Cena úpravy vody je 30 Kč/m<sup>3</sup>

## 9.1 Výpočet ekonomického zatížení stávající situace

$P_e = 500 \text{ kW}$

$P_c = 592 \text{ kW}$

Počet provozních dnů

$d_L = 121 \text{ dnů}$

$d_Z = 182 \text{ dnů}$

### Počet hodin v tarifu

a) Nízkém NT= 8 hodin v letním i zimním období

b) Vysokém VT= 16 hodin v letním i zimním období

### CENY

Konkrétní přesné ceny nelze získat bez řádné smlouvy s dodavatelem a proto jsem vybral ceny z ceníku firmy RWE pro podnikatele. Odpovídající sazba je C26d

[ceny v Kč]

regulované platby za dopravu elektřiny					
DISTRIBUCE			OSTATNÍ SLUŽBY		
més. plat podle proudové hodnoty jističe	cena za 1 MWh		cena za 1 MWh		
	VT	NT	cena systémových služeb	cena na podporu výkupu elektřiny	cena za činnost zúčtování OTE
1	2	3	4	5	6
1612,00	894,91	15,24	147,15	34,13	4,63

### silová elektřina

OBCHOD		
pevná cena za měsíc	cena za 1 MWh	
	VT	NT
7	8	9
40,00	1742,00	1227,00

### Výpočet nákladů:

#### Elektřina

Elektrický výkon:  $P_e = 500 \text{ kW}$

$$W_{SP} = \text{stálé platby} = 12 \times (\text{sloupce 1+7}) \quad [9.1]$$

$$W_{VT} = \text{platba za spotřebu elektřiny ve VT} = \quad [9.2]$$

Roční spotřeba MWh ve VT x (sloupce 2+4+5+6+8)

$$W_{NT} = \text{platba za spotřebu elektřiny ve NT} = \quad [9.3]$$

Roční spotřeba MWh ve VT x (sloupce 3+4+5+6+9)

$d_{Z,L} = 303$  dní

$VT = 4848$  hodin ve VT

$NT = 2424$  hodin ve NT

#### Výdaje za stálé platby

$$W_{SP} = 12 \cdot (1612 + 40) = 19824 \text{ Kč} \quad [9.1]$$

#### Výdaje za VT

Množství energie ve VT

$$E_{VT} = \frac{P_e \cdot VT}{1000} \cdot \frac{500 \cdot 4848}{1000} = 2424 \text{ MWh} \quad [9.2]$$

$$W_{VT} = 2424 \cdot (894,91 + 147,15 + 34,13 + 4,63 + 1742) = 6842515 \text{ Kč} \quad [9.3]$$

#### Výdaje za NT

Množství energie ve NT

$$E_{NT} = \frac{P_e \cdot NT}{1000} \cdot \frac{500 \cdot 2424}{1000} = 1212 \text{ MWh} \quad [9.4]$$

$$W_{NT} = 1212 \cdot (15,24 + 147,15 + 34,13 + 4,63 + 1227) = 1730917 \text{ Kč} \quad [9.5]$$

## Teplo

$$P_w = 592 \text{ kW}$$

$$d_{Z,L} = 303 \text{ dní}$$

$$Q_w = P_w \cdot d_{Z,L} \cdot 24 \cdot 3600 = 592 \cdot 303 \cdot 24 \cdot 3600 = 15500 \text{ GJ/rok} \quad [9.6]$$

Výdaje za teplo

$$C_{QW} = 240 \text{ Kč/GJ}$$

$$W_{QW} = Q_w \cdot C_{QW} = 15500 \cdot 240 = 3720000 \text{ Kč} \quad [9.7]$$

Celkové přímé náklady (stávající)

CPN=výdaje za stálé platby + výdaje za vysoký tarif + výdaje za nízký tarif + výdaje za teplo

$$CPN = W_{SP} + W_{VT} + W_{NT} + W_{QW} = 19824 + 6842515 + 1730917 + 3720000 = 12313256$$

$$CPN = 12\,313\,256 \text{ Kč} \quad [9.8]$$



## 9.2 Stav po instalaci kogenerační jednotky

### INVESTIČNÍ NÁKLADY

Strojní zařízení- dání	6 500 000 Kč
Úprava budovy	650 000 Kč
Projekt	650 000 Kč
Obslužná a pomocná zařízení	325 000 Kč
Montáž	650 000 Kč
SUMA ... CIN=	8 775 000 Kč

### KAPITÁL:

Ekonomická výhodnost je posuzována při 0% , 50%, 100% úvěru na pokrytí celkových investičních nákladů

Úvěr [Kč]	50%	100%
	4 387 500	8 775 000
Úroková sazba		15%
Doba splatnosti		5let
Výše splátek [Kč]	877 500	1 755 000

Výše úroků v jednotlivých letech

### PŘÍMÉ VÝROBNÍ NÁKLADY:

#### Náklady na plyn

Spotřeba plynu=  $0,065779 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

$1722041 \text{ m}^3 \cdot \text{rok}^{-1}$

charakter odběru Z1	Cena ostatních služeb dodávky		cena za distribuci	
pásmo ročního doběru v odběrném místě	cena za odebraný zemní plynCozp1	pevná cena a přepravy a uskladnění	cena za odebraný zemní plyn Cozp2	pevná roční cena za denní rezervovanou pevnou kapacitu Cdrpk
MWh/rok	Kč/MWh	Kč/tis*m <sup>3</sup>	Kč/MWh	Kč/tis*m <sup>3</sup>
	551,68	40880	93,21	40790

$1 \text{ m}^3 \text{ plynu} = 10,5 \text{ kWh}$

$V_{pl} = 18081,4 \text{ MWh/rok}$

Množství plynu v tisících m<sup>3</sup> za den

$$V_{pl,d} = V_b \cdot 3,6 \cdot 24 = 0,065779 \cdot 3,6 \cdot 24 = 5,68 \text{ m}^3/\text{den} \quad [9.9]$$

#### Výdaje za plyn

$$W_{pl} = (C_{ozpl} + C_{ozp2}) \cdot V_{pl} + (C_{PU} + C_{DRPK}) \cdot V_{pl,d} = (551,68 + 93,21) \cdot 18081,4 + (40880 + 40790) \cdot 5,68$$

$$W_{pl} = 12124399 \text{ Kč} \quad [9.10]$$

#### Výdaje za přídatnou vodu

Přídavná voda : 2% z množství ohřáté vody

$$V_{PV} = m_o \cdot 0,02 \cdot d_{Z,L} \cdot 24 \cdot 3,6 = 1,86 \cdot 0,02 \cdot 303 \cdot 24 \cdot 3,6 = 973,8 \text{ m}^3 \quad [9.11]$$

Cena vody je 2,50Kč/ m<sup>3</sup> a úprava stojí 30Kč

$$W_{PV} = V_{PV} \cdot (C_W + C_U) = 973,8 \cdot (2,50 + 30) = 31648 \text{ Kč} \quad [9.12]$$

#### Výdej za mzdy

Předpoklad je, že jednotka bude umístěna ve stávající výtopně , kde již pracují zaměstnanci a tak se budou starat i o kogenerační jednotku. Bude se jednat o tři směny a jejich mzda bude navýšena o 2000Kč hrubého/osobu.

$$W_{MZ} = 3 \cdot 12 \cdot 2000 = 72000 \text{ Kč} \quad [9.13]$$

#### Výdej za ostatní materiály a náklady na údržbu

Dvě revize po 30 000	60 000 Kč
----------------------	-----------

Ostatní materiál	120 000 Kč
------------------	------------

Suma=W <sub>O</sub>	180 000 Kč
---------------------	------------

#### Přímé výrobní náklady:

$$PN = W_{PL} + W_{PV} + W_O + W_{MZ} = 12124399 + 31648 + 180000 + 72000 = 12\,408\,047 \text{ Kč}$$

[9.14]

#### NEPŘÍMÉ NÁKLADY

Správní režie (činí 2% z přímých výrobních nákladů)

$$W_{SR} = 248\,160 \text{ Kč}$$

## 10. Závěr

Úkolem diplomové práce bylo doplnit stávající výtopnu průmyslového závodu kogenerační jednotkou o výkonu 500 kW spalující zemní plyn.

Studie obsahuje analýzu spotřeby energií v současném stavu a návrh výkonů a počtů kogeneračních jednotek. Dále obsahuje výpočet idealizovaného oběhu zážehového motoru pro určení teplot v jednotlivých bodech oběhu. Zvýše uvedených údajů jsem vycházel při navrhování výměníku voda/voda a také jsem je využil pro ekonomický rozbor.

Na základě rozboru bylo rozhodnuto o demolici dvou nejstarších kotlů a instalaci 1 kogenerační jednotky s tepelným výkonem 592 kW. Navrhovaná skladba jednotek pak bude : 1 KGJ s výkonem 500 kW elektrických a 592 tepelných. 3 kotle s výkonem 1000 kW a dva kotle s výkonem 650 kW.

Kogenerační jednotka pokryje konstantní výkon, její provozní doba bude tedy omezena pouze potřebou servisních odstávek. Celkový instalovaný výkon zdroje bude 4892 kW, což odpovídá požadavku na maximální potřebný výkon. Při výpadku největší jednotky bude k dispozici výkon 3892 kW, a to překračuje potřebný výkon pro průměrnou teplotu v nejhladnějším měsíci v roce kdy je požadavek na výkon zdroje 3325 kW.

Výměník voda/voda je navržen na výkrese VDPL-A1. Podrobný popis výměníku je vidět v práci.

## 11. Seznam použitých zdrojů

- [1] DLOUHÝ, Tomáš. *Kotelny a kogenerační jednotky*. ČVUT. Praha: 2007.
- [2] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. ČVUT. Praha: 2005.
- [3] KRBEK, Jaroslav. *Kogenerační jednotky: Zřizování a provoz*. Gas. Praha: 2007.
- [4] KRBEK, Jaroslav. *Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice*, PC-DIR Real.. Brno: 1999
- [5] KYSELA, Ladislav. *Teplárenství*. 2010. Ostrava: VŠB - TUO. Dostupné z: [www1.vsb.cz/ke/vyuka/teplarenstvi\\_a\\_rozvody/Teplarenstvi-skripta.pdf](http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/teplarenstvi_a_rozvody/Teplarenstvi-skripta.pdf)
- [6] KYSELA, Ladislav. *Ekonomika v energetice*, VŠB - TUO. Ostrava: 2010
- [7] Návrh a provoz kogeneračních jednotek. [online]. [cit. 2015-04-29]. Dostupné z: <http://www.mpo-efekt.cz/dokument/008153.pdf>
- [8] Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie. [online]. [cit. 2015-04-29]. Dostupné z: [http://www.ueen.feec.vutbr.cz/~mastny/vyuka/mmze/prednasky/07\\_08\\_pr.pdf](http://www.ueen.feec.vutbr.cz/~mastny/vyuka/mmze/prednasky/07_08_pr.pdf)
- [9] Princip kogenerace. [online]. [cit. 2015-04-29]. Dostupné z: <http://www.tenergoteam.cz/princip-kogenerace>
- [10] Kogenerace. [online]. [cit. 2015-04-29]. Dostupné z: [http://old.vscht.cz/ktt/studium/zdrene/10.0\\_Kogenerace.pdf](http://old.vscht.cz/ktt/studium/zdrene/10.0_Kogenerace.pdf)

- [11] Zdroje tepla. [online]. [cit. 2015-04-29]. Dostupné z: [http://fstroj.uniza.sk/web/ket/subory/pre%20studentov/zt/Zdroje\\_tepla\\_5.pdf](http://fstroj.uniza.sk/web/ket/subory/pre%20studentov/zt/Zdroje_tepla_5.pdf)
- [12] Vysokoteplotní palivové články. [online]. [cit. 2015-04-29]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/1899-vysokoteplotni-palivove-clanky-vhodna-paliva-a-moznosti-jejich-vyuziti-iii>

## 12. Seznam obrázků a tabulek

Obrázek 1 - Úspora paliva při kogeneračním způsobu výroby elektrické energie a tepla [9]

Obrázek 2 - Použití parní turbíny [10]

Obrázek 3 - Schéma použití spalovací turbíny [10]

Obrázek 4 - Paroplynový cyklus [10]

Obrázek 5 - Snížení emisí CO<sub>2</sub> při dodávce 1 GJ tepla z kogenerační jednotky[3]

Obrázek 6 - Porovnání výroby elektrické energie a tepla u jednotlivých druhů kogenerace [7]

Obrázek 7 - Zapojení se spalovací turbínou [1].

Obrázek 8 - Schéma zapojení se spalovacím motorem [1]

Obrázek 9 - Schéma zapojení s parní turbínou [1]

Obrázek 10 - Schéma hybridního systému s vysokoteplotními palivovými články [12]

Obrázek 11 - Tok energie pro absorpční chladicí zařízení [5]

Obrázek 12 - Tok energie pro kompresorové chladicí zařízení [5]

Obrázek 13 - Ukázka diagramu denní potřeby tepla [3]

Obrázek 14 - Ukázka diagramu denní potřeby elektrické energie [3]

Tabulka 1 - Charakteristické vlastnosti základních druhů kogeneračních zařízení [3]

20

Tabulka 2 - Porovnání Carnotovy účinnosti jednotlivých elektráren [11] 25

Velmi děkuji doc. Jiřímu Míkovi, CSc. za skvělé vedení diplomové práce a rodičům a přítelkyni za podporu.